

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Točna válečkového dopravníku

Turntable of roller conveyor

Student:

Jakub Žalčík

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Robert Brázda Ph.D.

Ostrava 2012

## Zadání bakalářské práce

Student:

**Jakub Žalčík**

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2302R003 Dopravní stroje a manipulace s materiálem

Téma:

Točna válečkového dopravníku  
Turntable of Roller Conveyor

Zásady pro vypracování:

Navrhnete točnu válečkového dopravníku s možností vertikálního zdvihu za níže uvedených podmínek:

- a) variabilní rychlost točny  $v = 0,1 - 0,3 \text{ m.s}^{-1}$ ,
- b) dopravovaný materiál - 25kg pytle se sádrovcem naložených na Europaletě (1200x800x144mm), nosnost palety 1000kg,
- c) vertikální převýšení mezi dvěma větvěma válečkových dopravníků je 500 mm.

1. Vypracujte rešerši na dané téma.
2. Zpracujte varianty řešení a proveďte volbu optimální varianty dle vhodných kritérií.
3. Proveďte potřebné technologické a pevnostní výpočty zvolené varianty konstrukčního řešení.
4. Pohon volte s ohledem na požadavek plynulé regulace rychlosti dopravníku.
5. Nakreslete sestavu zvolené varianty točny dopravníku.
6. Vyřešte způsob detekce nákladu na točně, a s tím spojené zastavování pohonu.

Seznam doporučené odborné literatury:

- ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- ČSN ISO 690 Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- POLÁK, J. BAILOTTI, K. PAVLIŠKA, J. HRABOVSKÝ, L.: Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava: VŠB-TU Ostrava. 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- PETRUŽELKA, J. Ročníkový projekt. Jak psát bakalářskou práci [online]. Ostrava: VŠB-TUO, FS, poslední aktualizace 21. 10. 2006 [cit. 2007-04-10]. Dostupný z [www: <URL: http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/Texty/Jak%20psat.pdf>](http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/Texty/Jak%20psat.pdf).

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Robert Brázda, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



---

doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.  
vedoucí katedry



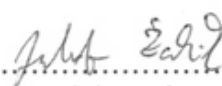
---

prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....18.5.2012.....

..........  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35- užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO , v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby.

V Ostravě: 18.5.2012

.....  
.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Jakub Žalčík

Adresa trvalého pobytu autora práce: Spytihněv 538, okr. Zlín

# Anotace bakalářské práce

ŽALČÍK, J. *Točna válečkového dopravníku: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2012, vedoucí práce: Ing. Brázda R. Ph.D.

Práce se zabývá problematikou návrhu točny s poháněnými válečky, se zdvihem mezi jednotlivými tratěmi, které budou touto točnou obsluhovány. Dopravovaný předmět je uvažována europaleta o nosnosti 1000kg. Součástí práce je řešení z oblasti válečkových tratí, zaměřená na obecný popis a také popis základních řešení při konstrukci točny a zdvihu válečkového dopravníku. Jsou zde popsány možné konstrukční řešení jednotlivých skupin, dále uvedeny potřebné technologické a pevnostní výpočty dílčích prvků konstrukce. Součástí práce je výkres sestavy.

## Klíčová slova

Válečkový dopravník, točna dopravníku, zdvihový mechanismus, frekvenční měnič, servomotor.

## Abstract of thesis

ŽALČÍK, J. *Turntable roller conveyor: thesis*. Ostrava: VSB

- Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Institute of Transport, 2012, leader: Ing. R. Brázda Ph.D.

The thesis deals with the problems of turntable with powered rollers with lift between the tracks, which will be serviced by the turntable. Conveyed subject is considered as pallet with 1000kg load. The thesis research in the field of roller tracks aimed at a general description and the description of the basic solutions for the construction of a turntable lifting roller conveyor. It describes possible design of individual groups, as well as technological and given the necessary strength calculations of sub-elements of design. The work includes assemble drawing.

## Keywords

Roller conveyor, conveyor turntable, lifting mechanism, frequency converter, servo motor.

# Obsah:

Seznam použitých značek .....	8
Seznam obrázků: .....	11
1. Úvod .....	12
2. Válečková trať .....	13
2.1. Co je válečková trať .....	13
2.2. Účel válečkové tratě .....	13
2.3. Dopravované předměty: .....	13
2.4. Dělení válečkových tratí: .....	14
3. Točna válečkového dopravníku .....	16
3.1. Konstrukce přímo poháněných válečků .....	16
3.2. Otočné mechanismy a uložení točny .....	18
3.3. Zdvih točny .....	18
4. Návrh poháněných válečků .....	19
4.1. Návrh válečků .....	19
4.2. Návrh pohonu válečků .....	23
4.3. Kontrola řetězu .....	30
5. Návrh otočného mechanismu .....	34
5.1. Konstrukční řešení .....	34
5.2. Výpočet pohonu otočného mechanismu .....	35
5.3. Kontrola drážkovaného hřídele .....	40
6. Návrh zdvihacího mechanismu .....	41
6.1. Návrh konstrukce zdvihací mechanismu .....	42
6.2. Návrh hydraulických válců .....	42
7. Pevnostní kontrola konstrukce .....	43
8. Příslušenství a bezpečnost provozu .....	47
9. Závěr .....	50
10. Seznam použité literatury .....	53
11. Seznam příloh .....	55

# Seznam použitých značek

označení	název	základní jednotka
$\mu$	součinitel tření mezi paletou a válečkem	[-]
$\mu_{\dot{c}t}$	součinitel čepového tření	[-]
$A$	délka palety	[m]
$a$	maximální dovolené zrychlení předmětu na trati	[m·s <sup>-2</sup> ]
$a_r$	zrychlení řetězu - maximální	[m·s <sup>-2</sup> ]
$a_{rn}$	zrychlení řetězu	[m·s <sup>-2</sup> ]
$d_H$	malý průměr drážkování	[m]
$D_H$	velký průměr drážkování	[m]
$d_{min}$	minimální průměr hřídele	[m]
$D_r$	roztečný průměr řetězového kola válečku	[m]
$f'$	skutečná plocha drážek	[m <sup>2</sup> ·m <sup>-1</sup> ]
$F_{DH}$	obvodová síla působící v drážkování	[N]
$F_{dn}$	reakční síla z brzdění palety na točně	[N]
$F_{dovř}$	dovolená síla v řetězu	[N]
$F_{dř}$	dynamická síla v řetězu	[N]
$F_n$	normálová síla na kladce	[N]
$F_{řc}$	celková tahová síla v řetězu	[N]
$F_{to}$	síla od valivého tření na kladce	[N]
$f_{ZD}$	sražení hran drážky	[m]
$g$	gravitační zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$G_b$	celková tíha břemene	[N]
$i_p$	převodový poměr	[-]
$I_{rm}$	moment setrvačnosti rotoru elektromotoru	[kg·m <sup>2</sup> ]
$I_{ř}$	moment setrvačnosti řetězu	[kg·m <sup>2</sup> ]
$i_{ř}$	počet řetězových smyček	[-]
$I_{spoj}$	moment setrvačnosti spojky	[kg·m <sup>2</sup> ]
$I_T$	moment setrvačnosti točny s paletou včetně spojovacího ústrojí	[kg·m <sup>2</sup> ]
$I_v$	moment setrvačnosti válečku	[kg·m <sup>2</sup> ]
$k$	součinitel lokálního přetížení válečku	[-]
$K_K$	požadovaná únosnost kladičky	[kg]
$k_{ř}$	součinitel bezpečnosti řetězu	[-]
$K_V$	požadovaná únosnost hydraulického válce	[kg]
$l_{DH}$	délka drážkování hřídele	[m]
$L_{rmin}$	minimální rozteč válečku	[m]
$M_{dl}$	moment potřebný k urychlení hmoty břemene připadající na 1 váleček	[N·m]
$M_{dlv}$	moment potřebný k urychlení hmoty břemene připadající na všechny válečky	[N·m]



$M_{d2}$	moment potřebný k urychlení hmotnosti všech hnaných válečků	[N·m]
$M_{d3}$	moment potřebný k urychlení hmotnosti všech řetězů válečků	[N·m]
$M_{d4}$	moment potřebný k urychlení rotoru elektromotoru	[N·m]
$M_{d5}$	moment potřebný k urychlení hmot spojky	[N·m]
$M_{dT}$	moment potřebný k urychlení točny s paletou	[N·m]
$M_{max}$	maximální rozjezdový moment	[N·m]
$M_{maxT}$	maximální rozběhový moment pohonu točny	[N·m]
$M_{maxTM}$	rozběhový moment pohonu točny	[N·m]
$m_{rv}$	hmotnost válečku - rotující části	[kg]
$m_{f1}$	hmotnost 1m řetězu	[kg]
$m_f$	hmotnost řetězové smyčky	[kg]
$m_s$	hmotnost pohybujících se hmot	[kg]
$M_{st}$	moment statických odporů připadající na jeden váleček	[N·m]
$M_{stZ}$	moment statických odporů připadající na všechny válečky se ztrátami	[N·m]
$M_{Tč}$	moment od čepového tření	[N·m]
$M_{Tst}$	moment statického odporu od valivého tření kladiček točny	[N·m]
$n_{HV}$	počet hydraulických válců	[-]
$n_{kl}$	počet kladiček	[-]
$n_{mv}$	jmenovité otáčky elektromotoru pro pohon válečků	[s <sup>-1</sup> ]
$n_{TZ}$	počet článků řetězové smyčky	[-]
$p$	rozteč řetězu	[m]
$p_{DD}$	tlak dovolený v drážkách	[Pa]
$P_v$	příkon elektromotoru pohonu válečků	[W]
$Q_b$	hmotnost palety a břemene	[kg]
$Q_e$	nosnost požadovaná	[kg]
$Q_T$	hmotnost točny	[kg]
$R_{čT}$	poloměr čepu točny	[m]
$R_{kt}$	poloměr pojezdových kladiček	[m]
$R_T$	roztečný poloměr dráhy pojezdových kladiček	[m]
$R_v$	poloměr válečku	[m]
$t_T$	čas otočení o 90°	[s]
$v_{r1}; v_{r2}; v_{r3}$	rychlost řetězu při daném úhlu pootočení	[m·s <sup>-1</sup> ]
$v_{RK}$	obvodová rychlost řetězového kola	[m·s <sup>-1</sup> ]
$x$	zvolený počet válečků	[-]
$z$	počet zubů řetězového kola	[-]
$Z_D$	počet drážek	[-]
$\alpha_0$	úhel mezi dvěma zuby řetězového kola	[°]
$\varepsilon_T$	úhlové zrychlení točny	[rad·s <sup>-2</sup> ]
$\varepsilon_v$	úhlové zrychlení válečku	[rad·s <sup>-2</sup> ]
$\eta_{ev}$	účinnost elektromotoru válečků	[-]
$\eta_{lož}$	účinnost instalovaného ložiska ve válečcích	[-]
$\xi_o$	rameno valivého odporu kladky vůči dráze	[m]

$\zeta_v$	rameno valivého odporu	[m]
$\tau_D$	dovolené namáhání v krutu	[Pa]
$\varphi_1; \varphi_2; \varphi_3$	úhel pootočení řetězového kola	[°]
$\varphi_n$	úhel pootočení řetězového kola	[°]
$\varphi_T$	úhlová dráha při celém pohybu točny	[°]
$\psi_{ev}$	poměr záběrového momentu k jmenovitému	[-]
$\omega_{RB}$	úhlová rychlost řetězového kola	[rad·s <sup>-1</sup> ]

## Seznam obrázků:

Obr. 1 Typy různých zakončení dle pohonu válečků [12].....	16
Obr. 2 Pohon pomocí řetězových smyček .....	17
Obr. 3 Váleček s vnitřním pohonem [9] .....	17
Obr. 4 Točna válečkového dopravníku s centrálním čepem [14] .....	18
Obr. 5 Točna válečkového dopravníku se zdvihem pomocí nůžkového mechanismu [15] .....	19
Obr. 6 Uchycení válečků do otočného stolu .....	20
Obr. 7 Schéma rozložení hmotnosti [16] .....	21
Obr. 8 Navržený váleček TECNO RULLI 20.12.7.11 [16].....	21
Obr. 9 Znázornění konstrukce pohonu válečků .....	23
Obr. 10 Výňatek z katalogu se základními údaji elektromotoru 1LA7 107-8AB [8] .....	28
Obr. 11 Měníče frekvence Sinamics řady G120 s ovládacím panelem [23] .....	29
Obr. 12 Pohled na řetězové smyčky .....	30
Obr. 13 průběh rychlosti řetězu v závislosti na úhlu řetězového kola .....	31
Obr. 14 průběh zrychlení v závislosti na úhlu řetězového kola.....	32
Obr. 15 Obrázek centrálního čepu .....	35
Obr. 16 Konstrukce uchycení kladiček .....	35
Obr. 17 Katalogové údaje o pojezdové kladičce BH-SVS 80K [17].....	37
Obr. 18 hodnoty z katalogu Stober [6] .....	39
Obr. 19 Poloha těžiště prázdné a naložené točny .....	42
Obr. 20 Hydraulický válec Z100 [5].....	43
Obr. 21 Pohled na točnu - horní část .....	44
Obr. 22 Pohled na točnu - spodní část .....	45
Obr. 23 Pohled na celou konstrukci .....	46
Obr. 24 Snímač úhlu natočení a snímače polohy .....	47
Obr. 25 Centrovací nákrůžek .....	48
Obr. 26 Render točny.....	50
Obr. 27 Render točny - spodní pohled .....	51

# 1. Úvod

V této práci bude řešena točna válečkového dopravníku se zdvihem, která je součástí komplexu pro skladování europalet s pytlí sádrovce. V dolní pozici bude točna pouze součástí poháněné válečkové tratě, a zdvih s otočí bude využíván pouze v případě, kdy je nutno dopravit naloženou europaletu z horní větve, která navazuje kolmo na spodní trasu. Tato úloha se řeší většinou válečkovými skluzy a oblouky, ovšem tyto prvky zabírají mnoho místa a obtížněji se automatizují. Z tohoto hlediska je točna velmi efektivní řešení.

V dnešní době modernizace a úspory místa ve skladech, se točna uplatňuje stále častěji v případě křížení více tras, a nebo v případě třídění zboží. Točna se zdvihem dává těmto systémům novou dimenzi, kdy možnost obsluhovat několik "pater" velmi zefektivní řízení a obsluhu z hlediska zástavbového prostoru. Nevýhoda tohoto systému spočívá v omezení průtoku zboží, kdy se všechny trasy zastaví a obsluhována je kontinuálně pouze jedna trasa. Další nevýhoda je cena, kdy většina zařízení na točně převyšuje cenu jednodušších zařízení v podobě zmíněných oblouků a skluzů (v případě dovrchní dopravy poháněné tratě se sklonem). Celkově dopravníky na této úrovni se snaží být ekonomicky nenáročné.

Z těchto důvodů bude v této práci brán zřetel jak na celkovou cenu a náklady, tak také na zástavbový prostor, který je jednou z velkých výhod tohoto řešení válečkového dopravníku. Z hlediska hmotnosti a ceny bude účelné odlehčit konstrukci. Pevnostní kontrola takové komplexní konstrukce bude vyžadovat řešení pomocí metody konečných prvků. To také umožní zpětné odlehčení nosníků. Zaručení stability při zdvihu 500mm a této dopravované hmotnosti + s hmotností točny bude také náročné, hlavně z hlediska výběru a návrhu vhodné levné konstrukce ve spojení s otočným mechanismem.

Další problém nastává s efektivním řízením pohonu v celém rozsahu rychlostí, a to včetně brzdění. Dnešní vyspělé frekvenční měniče ve spojení s moderními elektromotory by toto měly umožnit.

## **2. Válečková trať**

V této kapitole bude teoreticky popsána válečková trať a její základní rozdělení.

### **2.1. Co je válečková trať**

Válečková trať je dopravní zařízení, které je typicky tvořeno sérií uložených válečků, kterým je umožněna rotace kolem své osy pomocí čepů uložených v ložiscích. Tyto jsou uloženy v rámech, které mohou být mobilní nebo pevně přichycené. Válečky mohou být také nahrazeny jinými prvky, například kladkami, kotouči. [3]

Tyto součásti také zahrnujeme do pojmu válečková trať, protože se svým principem a funkcí neliší od válečků. Rozdílný je pouze poměr jejich délky a průměru.

### **2.2. Účel válečkové tratě**

Pro moderní komplexní pojetí přepravy při výrobě, přepravy při montáži, v podniku a také při skladování materiálu. Mohou tvořit samostatnou aplikaci, nebo být součástí většího technologického celku. Pro začlenění tohoto systému do celé aplikace je důležité vyřešení nakládky a vyložení materiálu.

Hlavní předností aplikace válečkových tratí je jejich spolehlivost (nenáročnost na údržbu a servis), možnost větvení různých technologických tras a bodů (lakovna, čištění vzduchem, váhy dopravovaného materiálu, různé lázně, zdvihy hydraulické a pneumatické, točny) a tím umožňují použití aplikace u náročných forem automatického provozu.

Často se s nimi můžeme setkat v různých expedičních skladech za účelem zefektivnění automatizace skladových systémů, a také (většinou s poháněnými automatizovanými tratěmi) u obráběcích strojů jako podavače materiálu.

Oproti pásovému dopravníku je vedení obloukem jednoznačně méně komplikované a složité pro realizaci, a to i oblouků o 90° až 180°. Avšak je nutno zajistit oporu vedení pro přepravovaný materiál v oblouku tratě. Bývá řešeno pomocí kuželových válečků, různých vnějších rámů s vedením a speciální konstrukci válečků u poháněných tratí. [3]

### **2.3. Dopravované předměty:**

Válečkové tratě vynikají svou přizpůsobivostí pro nejrůznější předměty, které lze jimi přepravit. Váha v podstatě nehraje roli – dnes jsme schopni navrhnout válečkový dopravník pro téměř jakkoli těžký předmět.

Předměty, které budou příliš malé, umístíme na palety, do beden, různých nádob – uděláme z nich manipulační jednotku, kterou je schopen navržený dopravník přemístit.

Pro předměty s různým tvarem se dá přistoupit k několika řešením. Pokud má předmět rovnou plochu, ne příliš vzdálenou od těžiště, tak ji využijeme k přepravě na plochých válečkách. Pro předměty bez rovné plochy můžeme vytvořit trať z tvarovaných válečků přímo pro daný tvar dopravovaného předmětu, anebo ji umístit na speciální podložku s rovným dnem. [3]

## **2.4. Dělení válečkových tratí:**

Podle technologického hlediska dělíme válečkové tratě na 3 základní typy [3] dle vykonávané funkce:

### **Sběrné tratě**

Na tyto tratě se odkládají, přesunují předměty za účelem sběru a dopravě k dalšímu zpracování, případně uskladnění a expedici. Předměty jsou většinou podobných vlastností, a je pouze více vstupů, popřípadě výstupů. Například může být podnik s několika stanovišti ruční výroby, které budou spojeny válečkovou tratí a pracovníci mají možnost kdykoliv odložit výrobek na trať, která jej složí na určeném místě spolu se všemi ostatními.

### **Výrobní tratě**

Tyto tratě zařídí výrobku, aby prošel daným výrobním cyklem bez vynechání výrobního dílčího procesu, a mohou tak svým principem fungovat jako sled několika sběrných tratí. Důležitou specifikací je to, že tato trať přepravuje po celé délce materiál v určitém sledu.

### **Montážní tratě**

U této skupiny se předpokládá montáž prvků, které neopustí dopravník, jinak jsou velmi podobné tratím výrobním. Důležité je to, že celá trať je tak rychlá, jako je její nejpomalejší zařazený technologický prvek zpracování prvku.

### **Podle způsobu pohonu:**

#### **Nepoháněné – přesun předmětu pomocí:**

vlastní tíhy – gravitační neboli spádové, zde je nutno zajistit dobré skluzové vlastnosti válečků, a také rovnoměrný skluz předmětu

lidské síly – většinou posun rukou - na různých montážních linkách

vnější síly – různé vnější unášecí, závěsné systémy, pneumatické a hydraulické mechanismy

#### **Poháněné:**

Volné válečky – jsou poháněny vnějším elementem (pás, lano), a kroutící moment je přenášen třením mezi válečky a unášecím prvkem

Pevně ukotvené válečky k vlastní poháněné části – řemenice, řetězová kola, ozubená kola, vnitřní el. motor

Prokluzné válečky – válečky mají poháněnou hřídel a na vnější váleček se kroutící moment přenese pomocí tření až po zatížení válečku předmětem [3]

### **Podle tvaru válečků:**

- cylindrické
- kuželíkové
- diskové-kotoučové
- kladičkové
- válečky se speciálním tvarem

### **Podle umístění a způsobu provozu:**

- pevné-stabilní
- přenosné
- pojízdné
- otočné
- zvedací

### 3. Točna válečkového dopravníku

Dále se budeme zabývat otočnými a zvedacími mechanismy, pohonem a konstrukcí válečků, vše bude postupně popsáno v následujících kapitolách.

#### 3.1. Konstrukce přímo poháněných válečků

Nejdříve se musíme zaměřit na vnější materiál, který může být různý pro odlišné pracovní podmínky a požadavky na váleček kladené (např.: ocelové, pozinkované, nerezové, plastové, hliníkové, pogumované, natřené, a další).

Normálně se dají bezproblémově sehnat typizované rozměry válečků:

Délka: 60 - 3500 mm

Průměr - vnější : 30 - 200 mm

Průměr montážní osy: 10 - 50 mm

Rychlosti na plášti se pohybují od 0,1 m/s do 3 m/s (běžně)

#### Způsoby pohonu válečků

Jako pohon se nejčastěji používá 3-fázový asynchronní motor s kotvou nakrátko s vhodnou převodovkou. Obvykle můžeme použít jeden z těchto rozvodů točivého momentu:

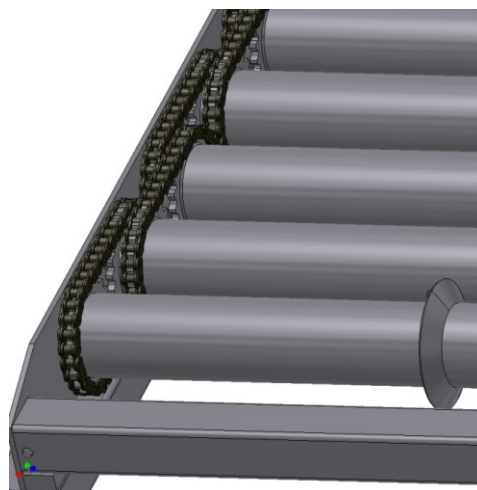
- gumotextilní řemeny - různé průřezy a provedení (kruh, klínový, plochý, ozubený), tichý, riziko proklouznutí (kromě ozubených), nutnost napínání, náchylné na poškození, málo odolné vůči chemikáliím



Obr. 1 Typy různých zakončení dle pohonu válečků [12]



- řetězem - ve většině případů se používá válečkový řetěz se spojením nakrátko - tj. každý váleček má dvě řetězové kola, a je spojen relativně krátkým řetězem s následujícím válečkem, který je poté spojen druhým řetězem s dalším válečkem. Při menších osových vzdálenostech je možno používat smyčku bez napínací kladky. Jsou tuhé a odolné vůči rázům v těžkém provozu, hlučné, těžké, snadná montáž a oprava (pouhá výměna článku)



**Obr. 2 Pohon pomocí řetězových smyček**

- váleček s vnitřním elektromotorem - velká úspora energie a místa pro pohon, tiché, málo výkonné v porovnání s jejich rozměry, drahé. Jsou vybaveny převodovkou, elektromotorem, většinou se jedná o motory na stejnosměrný proud 24V. Umožnění pohonu jen minimálního množství válečků a tím snížení nákladů.



**Obr. 3 Váleček s vnitřním pohonem [9]**

### Konstrukce tělesa válečku

Celý váleček se obvykle skládá z vnější trubky, části, za kterou je uchycen k rámu, a poháněcím elementem (např. řetězové kolo), u těžších provedení je vevnitř nosná hřídel.

Na čelech jsou válečky vybaveny ložisky, způsobů uchycení je mnoho, v tomto ložisku je vsazen čep, za nějž se celý váleček upevní v rámu.

Ložiska, musejí být dobře přístupná kvůli mazání, a zároveň dobře bránit vniknutí nečistot - téměř protikladné požadavky, avšak řešitelné s dnešními kvalitními a odolnými mazivy a těsníci prvky. Zadržený váleček nám může v extrémních situacích zablokovat celou dopravní trasu.

## 3.2. Otočné mechanismy a uložení točny

Otočný stůl spočívá ve většině případů v uložení celého systému na čep (menší nosnosti a stabilní náklad), anebo na velkorozměrové ložisko (rozložené a těžké předměty).

Pohon je řešen přes převodovku na elektromotor motor (často se využívají servomotory). Přesnou polohu nám zajistí senzory na krajních bodech. Otáčení stolu se řeší většinou pro  $90^\circ$ .



Obr. 4 Točna válečkového dopravníku s centrálním čepem [14]

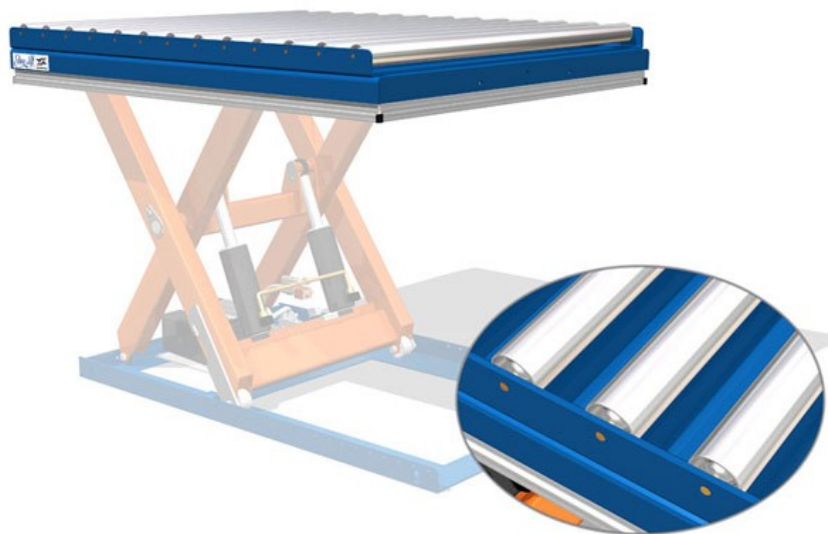
## 3.3. Zdvih točny

Řešení samotného zdvihu je různé (dle hmotnosti např. hydraulický válec), ale je velmi podstatné zajistit stabilitu v průběhu zdvihu a otáčení už naložené točny. Celé řešení je možné řešit v těchto typech spojených i s otočným mechanismem:

a) postranní zdvihací sloupky s vedením, otočný stůl je na samostatné pevné konstrukci spojenou právě se sloupky.

b) zdvih pomocí středového prvku, který zdvihá pouze otočný stůl, ten spočívá ve spodní poloze na pevné platformě, je zde problém přesného dosednutí zpět na spodní konstrukci a zajištění rotace v horní poloze, také běžný hydraulický válec nesmí být otáčen (jeho píst) v průběhu zdvihu.

c) zdvih pomocí nůžkového mechanismu, celý otočný stůl spočívá na horní platformě – stabilita je horší, také dochází k posuvu stolu, což může být právě v některých aplikacích výhoda.



**Obr. 5 Točna válečkového dopravníku se zdvihem pomocí nůžkového mechanismu [15]**

## **4. Návrh poháněných válečků**

V této kapitole budou zvoleny použité válečky, dále bude návrh pohonu válečků a jeho řízení pro variabilní rychlosti dopravníku.

### **4.1. Návrh válečků**

Jsou zvoleny válečky od firmy TECNO RULLI (viz. Obr.8) a jejich návrh proběhl dle vztahů a tabulek z katalogu [16], mají podrobnou dokumentaci a podporu výpočtů k válečkům, zároveň jsou u nich zajištěny katalogově nosnosti pro dynamickou únosnost [Příloha C]. Ta se určí z katalogu podle nosnosti vzorového válečku [Příloha B] a dle zvolené rychlosti otáčení [Příloha C]. Poté je nutno zahrnout koeficient délky válečku [Příloha B] (čím delší váleček tím menší dynamická nosnost kvůli větším průhybům).

### Rozteč válečků

Nejprve určíme rozteč válečků [16], zde je nutno celý výpočet optimalizovat, konkrétně délka rozteče nám ovlivní hmotnost připadající na jeden váleček, délku řetězové smyčky, a v neposlední řadě ovlivní koeficient rovnoměrnosti zatížení válečku. Volím počet válečků 8 a zároveň je to i počet válečků použitý na točném, kvůli maximálnímu zmenšení rozměrů a tím menšímu prostoru, který točna zabere. Zároveň je nutné dodržet minimální vzdálenost navazující tratě - jinak by byly krajní válečky nepřiměřeně přetíženy - počítá se s vynecháním jedné osové vzdálenosti a válečky je možné dvojnásobně přetížit.

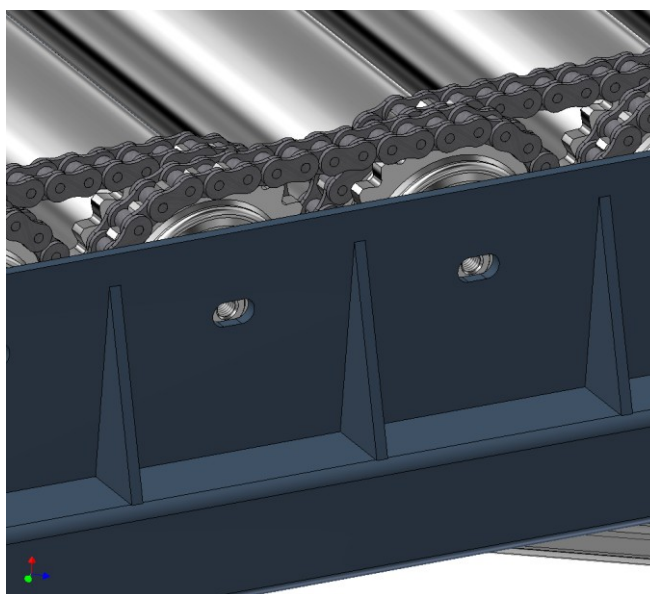
$$L_{Rmin} = \frac{A}{x} - 15 \quad [4.1.1.]$$

$$L_{Rmin} = \frac{1200}{8} - 15 = 135 \text{ mm}$$

$L_{Rmin}$  – minimální rozteč válečků

$A$  - délka palety = 1200mm

$x$  - zvolený počet válečků = 8

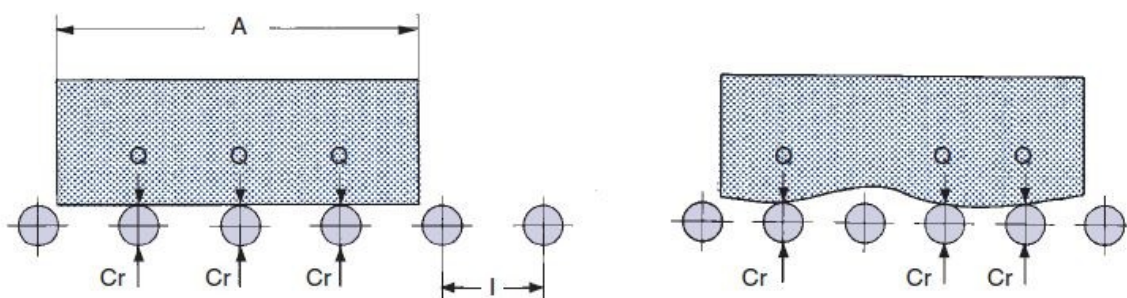


Obr. 6 Uchycení válečků do otočného stolu

Míra 15 mm se odečítá z důvodů zajištění umístění všech 8 válečků pod paletou, a možné korekce osových vzdáleností kvůli řetězovému převodu a předeptnutí řetězů. Také by mohlo dojít k tomu, že jeden z krajních válečků nebude pod paletou nebo v lepším případě na její hraně. Konečná rozteč půjde nastavit díky otvorům pro uchycení válečků (viz. Obr.6).

### Nosnost - požadovaná

Určuje zátěž připadající na jeden váleček, dle tohoto údaje se provede výběr z katalogů válečků [16]. Zatížení samotných válečků má na svědomí pouze europaleta a její zátěž. Zadaná europaleta má standardizované rozměry 1200x800x144mm a hmotnost této se uvádí 23-25kg (záleží na vlhkosti dřeva), pro výpočty jsem použil hmotnost mokré palety, abych se pohyboval na straně bezpečnosti. Součinitel lokálního přetížení představuje chybu v přesnosti výroby a montáže válečků, nedokonalému zachování roviny (viz. Obr.7). V případě europalety (může být lehce pokroucená) to ovlivní dotyk palety s válečky a některé válečky tak mohou být přetíženy.



Obr. 7 Schéma rozložení hmotnosti [16]

$$Q_e = \frac{Q_b}{x} \cdot k \quad [4.1.2.]$$

$x$  - zvolený počet válečků = 8

$k$  - součinitel lokálního přetížení válečku [16] – str 9. značeno jako  $K_a$

$Q_e$  - nosnost požadovaná

$Q_b$  – hmotnost palety a břemene 1025kg

$$Q_e = \frac{1025}{8} \cdot 2 = 256,25 \text{ kg}$$



Obr. 8 Navržený váleček TECNO RULLI 20.12.7.11 [16]

## Volba válečků

Volím válečky TECNO RULLI 20.12.7.11 [16] [Příloha A]

<i>Průměr vnějšího pláště</i>	$D_v = 89 \text{ mm}$
<i>Základní výpočtová délka</i>	$T = 1000 \text{ mm}$
<i>Délka volné ložné části</i>	$L_u = 900 \text{ mm}$
<i>Celková délka</i>	$E = 1033 \text{ mm}$
<i>Hmotnost válečku</i>	$m_v = 10,077 \text{ kg}$
<i>Hmotnost rotujících částí válečku</i>	$m_{rv} = 7,442 \text{ kg}$
<i>Nosnost statická</i>	$C_s = 580 \text{ kg}$
<i>Nosnost dynamická pro rychlost 0,25 m/s a 10 000 cyklů</i>	$C_r = 303.23 \text{ kg}$
<b>Řetězové kolo válečku:</b>	
<i>Roztečný průměr</i>	$D_r = 116.58 \text{ mm}$
<i>Počet zubů</i>	$Z = 23$
<i>Rozteč řetězu</i>	$p = 15,875 \text{ mm}$

## Výpočet počtu článků řetězu [4]

$$n_{rz} = 2 \cdot \frac{L_{rmin}}{p} + Z \quad [4.1.3.]$$

$n_{rz}$  - počet článků řetězové smyčky

$L_{Rmin}$  – minimální rozteč válečků

$p$  - rozteč řetězu

$Z$  - počet zubů řetězového kola

$$n_{rz} = 2 \cdot \frac{135}{15,875} + 23 = 40 \text{ článků}$$

## Výpočet hmotnosti řetězové smyčky

$$m_{\check{r}} = n_{rz} \cdot p \cdot m_{\check{r}1} \quad [4.1.4.]$$

$m_{\check{r}}$  – hmotnost řetězové smyčky

$n_{rz}$  - počet článků řetězové smyčky

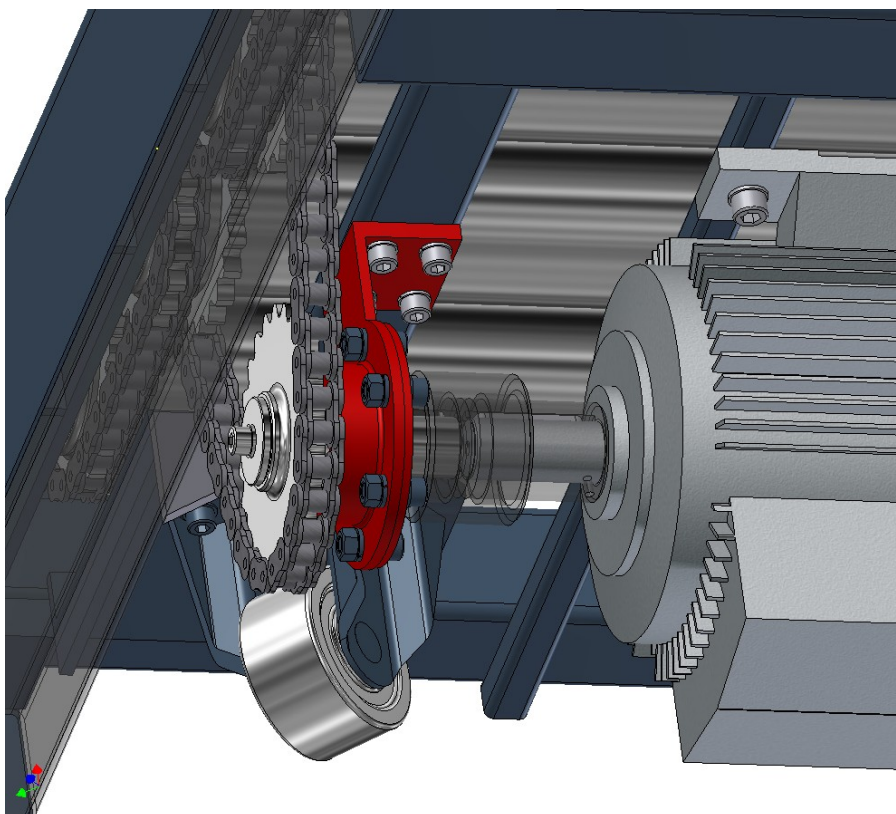
$p$  - rozteč řetězu

$m_{\check{r}1}$  – hmotnost 1m řetězu [18]

$$m_{\check{r}} = 40 \cdot 15,875 \cdot 0,95 = 0,603 \text{ kg}$$

## 4.2. Návrh pohonu válečků

Pohon bude navržen s ohledem na pasivní odpory, bude zahrnut vliv setrvačných hmot samotných válečků, hnacího ústrojí, a také břemene na točně válečkového dopravníku. Už z předešlé kapitoly vyplynul způsob přenosu výkonu, bude se jednat o řetězový převod mezi jednotlivými válečky (takzvané spojení nakrátko). Samotný elektromotor pak bude spojen se dvěma válečky pomocí delší řetězové smyčky. Převodový poměr je 1 kvůli rozměrům otočného rámu, u něhož je požadavek na co nejmenší průměr a při větším průměru řetězového kola by nastala kolize s tímto rámem, díky vektorově řízenému měniči frekvence lze vypustit převodovku úplně.



**Obr. 9 Znáznornění konstrukce pohonu válečků**

Na obrázku je červeně zvýrazněno pouzdro s ložiskem, průhledně mezi pouzdem a elektromotorem je pružná zubová spojka [7] (ta je pojištěna stavěcím šroubem k hřídeli elektromotoru), řetězové kolo je staženo deskou se šroubem.

### **Maximální dovolené zrychlení předmětu na trati [1]**

Vychází z podmínky ztráty adheze předmětu na trati. Z odvozeného vztahu vidíme, že čím větší je součinitel tření mezi paletou a válečkem, tím větší zrychlení můžeme na dráze aplikovat a tím urychlit celkové operační časy manipulace palety na točně. Potom z něj dokážeme vypočítat setrvačnou sílu břemene při brzdění palety na točně a vznikající

reakční horizontální sílu. Protože se jedná o hranici prokluzu, budeme na trati pracovat s hodnotami o 50% menšími (zvoleno).

$$G_b \cdot \mu = m \cdot a \quad [4.2.1.]$$

$$a = \mu \cdot g \cdot 0,5$$

$G_b$  - tíha břemene (pro tento případ paleta+ náklad -> 1025 kg)

$a$  - maximální dovolené zrychlení předmětu na trati

$g$  - gravitační zrychlení -  $9,81 \text{ m/s}^2$

$\mu$  - 0,35 - součinitel tření mezi paletou a válečkem [20]

$$a = 0,35 \cdot 9,81 \cdot 0,5 = 1,717 \text{ m/s}^2$$

### Největší úhlové zrychlení [1]

Úhlové zrychlení potřebujeme pro další výpočet pohonu válečků - přímo ovlivňuje moment od zrychlení setrvačných hmot. Jelikož se jedná o hranici prokluzu, budeme na trati pracovat s hodnotami o 50% menšími (zvoleno).

$$\varepsilon_v = \frac{\mu \cdot g}{R_v} \cdot 0,5 \quad [4.2.2.]$$

$\varepsilon_v$  - úhlové zrychlení válečku

$g$  - gravitační zrychlení -  $9,81 \text{ m/s}^2$

$\mu$  - 0,35 - součinitel tření mezi paletou a válečkem [20]

$R_v$  - poloměr válečku -  $0,0445 \text{ m}$

$$\varepsilon_v = \frac{0,35 \cdot 9,81}{0,0445} \cdot 0,5 = 38,58 \text{ s}^{-2}$$

### Moment statických odporů [1]

Představuje odpory, které vzniknou při konstantní rychlosti. Je to odpor valivého tření mezi paletou a válečky.

$$M_{st} = \frac{G_b}{x} \cdot \xi_v \quad [4.2.3.]$$

$M_{st}$  - moment statických odporů připadající na jeden váleček

$G_b$  - celková tíha břemene

$x$  - zvolený počet válečků = 8

$\xi_v$  - rameno valivého odporu - [10]

$$M_{st} = \frac{10055,25}{8} \cdot 0,0012 = 1,508 \text{ Nm}$$



### Výpočet zahrnující ztráty v ložiscích

Protože potřebný výkon elektromotoru je přímo úměrný zatěžujícímu momentu, můžeme zahrnout účinnost ložisek již zde. Zároveň provedeme přepočty zátěžového momentu z jednoho válečku na všechny.

$$M_{stZ} = \frac{M_{st}}{\eta_{lož}^2} \cdot x \quad [4.2.4.]$$

$$M_{stZ} = \frac{1,508}{0,95_{lož}^2} \cdot 8 = 13,36 \text{ Nm}$$

$M_{stZ}$  - moment statických odporů připadající na všechny válečky se ztrátami

$M_{st}$  - moment statických odporů připadající na jeden váleček

$x$  - zvolený počet válečků = 8

$\eta_{lož}$  - účinnost instalovaného ložiska ve válečcích - zvolena hodnota 95%

### Moment potřebný k urychlení hmoty břemene [1]

Zde bude zanedbán součinitel zatížení válečku z důvodů pohonu všech válečků - kdyby ve vztahu zůstal, tak by to bylo, jako bychom urychlovali válečky celou paletu o dvojnásobné hmotnosti.

$$M_{d1} = \frac{G_b}{x \cdot g} \cdot k \cdot \varepsilon_v \cdot R_v^2 \cdot \frac{1}{i_p} \quad [4.2.5.]$$

$M_{d1}$  - moment potřebný k urychlení hmoty břemene připadající na 1 váleček

$\varepsilon_v$  - uhlové zrychlení válečku

$g$  - gravitační zrychlení -  $9,81 \text{ m/s}^2$

$R_v$  - poloměr válečku -  $0,0445 \text{ m}$

$G_b$  - tíha palety a břemene

$i_p$  - převodový poměr - 1

$k$  - součinitel zatížení válečku (aktuálně roven 1)

$$M_{d1} = \frac{1025}{8 \cdot 9,81} \cdot 1 \cdot 38,58 \cdot 0,0445^2 \cdot \frac{1}{1} = 0,9978 \text{ Nm}$$

Protože jsou poháněny všechny válečky, tak si spočítáme moment vyvolaný hmotou na všech válečcích.

$$M_{d1v} = x \cdot M_{d1} = 8 \cdot 0,9978 = 7,98 \text{ Nm} \quad [4.2.6.]$$

$M_{d1v}$  - moment potřebný k urychlení hmoty břemene připadající na všechny válečky

$M_{d1}$  - moment potřebný k urychlení hmoty břemene připadající na 1 váleček

$x$  - zvolený počet válečků = 8

### **Moment potřebný k urychlení hmotnosti hnáných válečků [1]**

Protože paleta bude brzděna/urychlována a při těchto činnostech budou zároveň s ní brzděny/urychlovány válečky, je nutno započítat odpor z jejich zrychlení. Nejprve se spočítá setrvačný moment válečků, kde musíme odečíst a spočítat z katalogu hmotnost rotujících částí válečku. Díky konstrukci zvolených válečků se neotáčí centrální pevná osa, a tak lépe odolává dynamickému namáhání, zároveň tím odpadne část hmotnosti, kterou je nutno rozpohybovat.

$$I_v = m_{rv} \cdot R_v^2 \quad [4.2.7.]$$

$I_v$  - moment setrvačnosti válečku

$R_v$  - poloměr válečku - 0,0445 m

$m_{rv}$  - hmotnost válečku - rotující části

$$I_v = 7,442 \cdot 0,0445^2 = 0,0147 \text{ kg.m}^2$$

$$M_{d2} = I_v \cdot \varepsilon_v \cdot x \quad [4.2.8.]$$

$M_{d2}$  - Moment potřebný k urychlení hmotnosti všech hnáných válečků

$I_v$  - moment setrvačnosti válečku

$x$  - zvolený počet válečků = 8

$\varepsilon_v$  - uhlové zrychlení válečku

$$M_{d2} = 0,0147 \cdot 38,58 \cdot 8 = 4,537 \text{ Nm}$$

### **Moment potřebný k urychlení hmotnosti řetězů válečků [1]**

Zde bude spočítán moment, kterým působí setrvačné hmoty instalovaných řetězů proti zrychlení. Řetězových smyček je použito ve skutečnosti pouze 7, ale smyčka, jež spojuje dva válečky a řetězové kolo spojené s elektromotorem, má dvojnásobnou délku, proto je výpočet zjednodušen a počítá s 1 smyčkou navíc.

Jako v předchozí kapitole je nutné nejprve vypočítat moment setrvačnosti 1 řetězové smyčky. Hmotnost řetězu je určena z jeho délky a měrné hmotnosti pro daný typ.

$$I_r = m_r \cdot R_v^2 \quad [4.2.9.]$$

$I_r$  - moment setrvačnosti řetězu

$m_r$  - hmotnost řetězové smyčky

$R_v$  - poloměr válečku - 0,0445 m

$$I_r = 0,60543 \cdot 0,0445^2 = 0,0012 \text{ kg.m}^2$$

$$M_{d3} = I_{\dot{\varphi}} \cdot \varepsilon_v \cdot i_{\dot{\varphi}} \quad [4.2.10.]$$

$M_{d3}$  - Moment potřebný k urychlení hmotnosti všech řetězů válečků

$i_{\dot{\varphi}}$  – počet řetězových smyček - 8

$\varepsilon_v$  - uhlové zrychlení válečku

$I_{\dot{\varphi}}$  - moment setrvačnosti řetězu

$$M_{d3} = 0,0012 \cdot 38,58 \cdot 8 = 0,37 \text{ Nm}$$

### **Moment potřebný k urychlení rotoru elektromotoru [1]**

Zpětně vypočteno z katalogu pro daný motor.

$$M_{d4} = I_{rm} \cdot \varepsilon_v \quad [4.2.11.]$$

$M_{d4}$  - Moment potřebný k urychlení rotoru elektromotoru

$I_{rm}$  - moment setrvačnosti rotoru elektromotoru

$\varepsilon_v$  - uhlové zrychlení válečku

$$M_{d4} = 0,007 \cdot 38,58 = 0,27 \text{ Nm}$$

### **Moment potřebný k urychlení spojovacích prvků [1]**

Je použita zubová spojka s nylonovým věncem GF-28 Teatechnik, setrvačný moment je odečten z katalogu.

$$M_{d5} = I_{spoj} \cdot \varepsilon_v \quad [4.2.12.]$$

$M_{d5}$  - moment potřebný k urychlení hmot spojky

$I_{spoj}$  - moment setrvačnosti spojky

$\varepsilon_v$  - uhlové zrychlení válečku

$$M_{d5} = 0,000345 \cdot 38,58 = 0,0133 \text{ Nm}$$

Vidíme, že při daném zrychlení je tento moment zanedbatelný v porovnání s ostatními.

### **Maximální rozjezdový moment [1]**

Tento moment bude potřeba pro překonání pasivních odporů a také pro urychlení všech setrvačných hmot zapojených do rozjíždění a brzdění břemene.

$$M_{\max} = M_{stZ} + M_{d1v} + M_{d2} + M_{d3} + M_{d4} + M_{d5} \quad [4.2.13.]$$

$M_{\max}$  - maximální rozjezdový moment

$M_{stZ}$  - moment statických odporů připadající na všechny válečky se ztrátami

*Md1v - moment potřebný k urychlení hmoty břemene připadající na všechny válečky*

*Md2 - Moment potřebný k urychlení hmotnosti všech hnanych válečků*

*Md3 - Moment potřebný k urychlení hmotnosti všech řetězů válečků*

*Md4 - Moment potřebný k urychlení rotoru elektromotoru*

*Md5 - moment potřebný k urychlení hmot spojky*

$$M_{\max} = 13,36 + 7,98 + 4,537 + 0,37 + 0,27 + 0,0133 = \mathbf{25,53 \text{ Nm}}$$

### Volba elektromotoru

Motor musí splnit tyto požadavky:

- vhodná konstrukce a izolace vinutí pro provoz s frekvenčním měničem
- možnost snímače otáček
- výhodná je instalace vestavěného nezávislého chlazení
- motor musí mít pracovní moment větší než je moment pasivních odporů
- musí mít dostatečný rozběhový moment, aby zvládl překonat odpory setrvačných hmot při rozběhu

Volím třífázový asynchronní osmi-pólový elektromotor Siemens 1LA7 107-8AB. Jako příslušenství budou zvoleny tyto prvky:

- impulzní snímač otáček 1XP8 001 - kvůli lepší spolupráci s frekvenčním měničem
- cizí ventilace 2CW2 - protože při nízkých otáčkách by lopatky na rotoru nestíhaly uchlazení elektromotor při provozu na nízkých otáčkách
- brzdou 2LM8 - kvůli bezpečnosti při přerušení dodávky elektrického proudu

Jmen. výkon	Otáčky	Parametry při jmenovitém výkonu				Poměrný záběrný moment $M_z / M_n$	Poměrný záběrný proud $I_k / I_n$	Poměrný moment zvratu $M_{\max} / M_n$	Momentová třída	Momentová charakteristika Diagram č. (str. 16)	Moment setrvačnosti J	Hmotnost Tvar IM B3
		Účinnost $\eta$	Účinník $\cos \Phi$	Jmenovitý proud při 400 V	Jmenovitý moment							
kW	min <sup>-1</sup>	%		A	Nm	-	-	-	KL		kg m <sup>2</sup>	kg
<b>1,1</b>	680	72	0,76	2,90	15,4	1,9	3,4	2,1	13	<b>13</b>	0,0070	22,0

**Obr. 10** Výňatek z katalogu se základními údaji elektromotoru 1LA7 107-8AB [8]

### Příkon elektromotoru [1]

Spočteme dostačující příkon elektromotoru:

$$P_v = M_{\max} \cdot \frac{\pi \cdot n_{mv}}{30} \cdot \frac{1}{\eta_{ev} \cdot \psi_{ev}} \quad [4.2.14.]$$

$P_v$  - příkon elektromotoru pohonu válečků

$M_{\max}$  - maximální rozjezdový moment

$n_{mv}$  - jmenovité otáčky elektromotoru pro pohon válečků

$\eta_{ev}$  - účinnost elektromotoru válečků

$\psi_{ev}$  - poměr záběrového momentu k jmenovitému (viz. Obr. 8)

$$P_v = 25,53 \cdot \frac{\pi \cdot 680}{30} \cdot \frac{1}{0,72 \cdot 1,9} = 1330 \text{ W}$$

Motor vyhovuje jeho příkon je 1,53 kW (jmenovitý výkon je 1,1kW).

### Řízení pohonu válečků:

Celý elektromotor bude řízen frekvenčním měničem. Frekvenční měnič umožní plynulé řízení rychlosti, brzdění a spouštění systému. Dále je možné vynechat převodové ústrojí, za podmínky cizího chlazení elektromotoru, a uzpůsobení daného elektromotoru pro provoz s frekvenčním měničem. Problémy v provozu způsobuje nedostatečné chlazení vinutí, dále nedostatečná izolace vinutí a ložiska. Proto je zvolený motor firmy Siemens, který je takto uzpůsobený pro provoz s měniči frekvence. [23]

Pro tuto aplikaci jsem hledal vektorově řízený měnič frekvence se zpětnou otáčkovou vazbou, protože umožňuje docílení lepšího řízení motoru při nízkých otáčkách, a využití vysokých záběrových momentů již při nulových otáčkách. Základní krok nastavení frekvence je možný již po 0,1 Hz. Je zvolen měnič frekvence Sinamics G120C - 6SL3201-0BE14-3AA0.

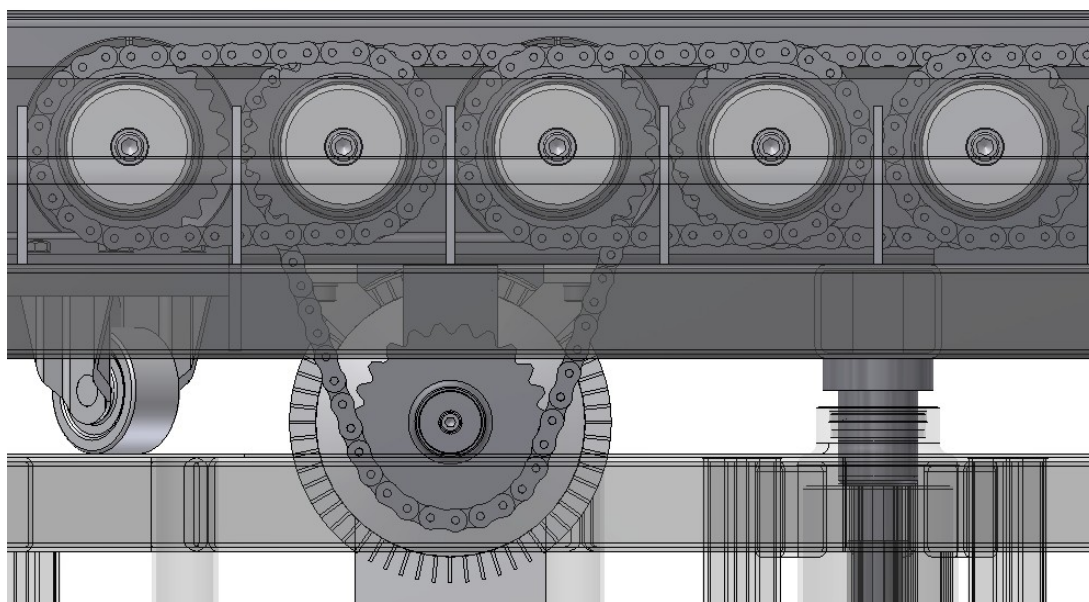


Obr. 11 Měniče frekvence Sinamics řady G120 s ovládacím panelem [23]

Variantně lze vybavit celý systém modulem s výkonovou jednotkou PM250 (umožňuje i rekuperaci energie při brzdění břemene), nejmenší provedení je však pro výkon 5,5 kW. Tento systém dokáže při brzdění využít setrvačnost tělesa a přeměňuje ji na elektrickou energii, kterou vrací zpět do sítě. Výhoda spočívá v úsporách za energii a úbytku tepla při brzdění motorem. Měnič frekvence s rekuperací energie je PM250 - 6SL3225-0BE25-5.

### 4.3. Kontrola řetězu

V této kapitole bude provedena kontrola řetězu na přetržení od vlivu dynamických i statických sil.



Obr. 12 Pohled na řetězové smyčky

**Úhel mezi dvěma zuby řetězového kola:**

$$\alpha_0 = \frac{360^\circ}{z} \quad [4.3.1.]$$

$\alpha_0$  - úhel mezi dvěma zuby řetězového kola

$z$  - počet zubů řetězového kola

$$\alpha_0 = \frac{360^\circ}{23} = 15,652^\circ$$

### Rychlost řetězu:

Zde bude spočítána rychlost řetězu na základě rychlosti břemene a úhlu pootočení řetězového kola.

$$\varphi_1 = -\frac{\alpha_0}{2} \quad \varphi_2 = 0^\circ \quad \varphi_3 = \frac{\alpha_0}{2} \quad [4.3.2.]$$

$\varphi_1; \varphi_2; \varphi_3$  - úhel pootočení řetězového kola

$\alpha_0$  - úhel mezi dvěma zuby řetězového kola

$$\varphi_1 = -\frac{15,652}{2} = -7,826^\circ \quad \varphi_2 = 0^\circ \quad \varphi_3 = \frac{\alpha_0}{2} = 7,826^\circ$$

$$v_{r1} = v_{RK} \cdot \cos(\varphi_1) \quad v_{r2} = v_{RK} \cdot \cos(\varphi_2) \quad v_{r3} = v_{RK} \cdot \cos(\varphi_3) \quad [4.3.3.]$$

$v_{r1}; v_{r2}; v_{r3}$  - rychlost řetězu při daném úhlu pootočení

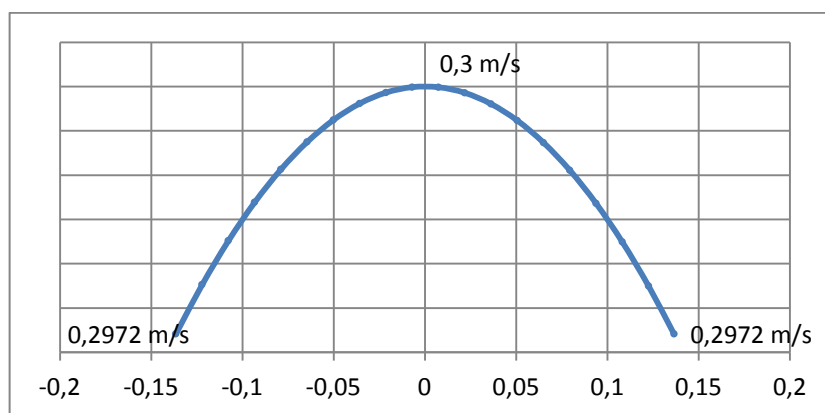
$v_{RK}$  - obvodová rychlost řetězového kola

$\varphi_1; \varphi_2; \varphi_3$  - úhel pootočení řetězového kola

$$v_{r1} = 0,3 \cdot \cos(-7,826) = 0,2972 \text{ m/s}$$

$$v_{r2} = 0,3 \cdot \cos(0) = 0,3 \text{ m/s}$$

$$v_{r3} = 0,3 \cdot \cos(7,826) = 0,2972 \text{ m/s}$$



Obr. 13 průběh rychlosti řetězu v závislosti na úhlu řetězového kola

### Zrychlení řetězu:

Zde bude spočítáno zrychlení řetězu závislé na daném úhlu pootočení řetězového kola.

$$\omega_{RB} = \frac{v_{RK}}{R_v} \quad [4.3.4.]$$

$\omega_{RB}$  - úhlová rychlost řetězového kola

$R_v$  - poloměr válečku

$v_{RK}$  - obvodová rychlost řetězového kola

$$\omega_{RB} = \frac{0,3}{0,0445} = 6,7416 \text{ rad/s}$$

$$a_{rn} = \frac{-1}{2} \cdot \omega_{RB}^2 \cdot D_r \cdot \sin(\varphi_n) \quad [4.3.5.]$$

$a_{rn}$  - zrychlení řetězu

$\omega_{RB}$  - úhlová rychlost řetězového kola

$D_r$  - roztečný průměr řetězového kola válečku

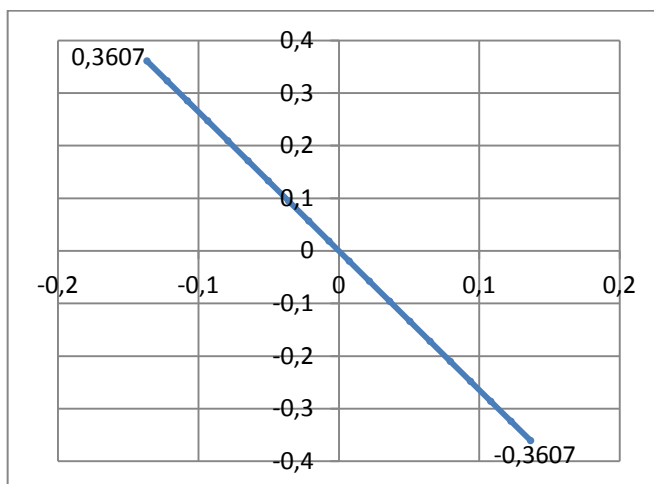
$\varphi_n$  - úhel pootočení řetězového kola

$$a_{r1} = \frac{-1}{2} \cdot 6,7416^2 \cdot 0,11658 \cdot \sin(-7,826) = 0,3607 \text{ m/s}^2$$

$$a_{r2} = \frac{-1}{2} \cdot 6,7416^2 \cdot 0,11658 \cdot \sin(0) = 0 \text{ m/s}^2$$

$$a_{r3} = \frac{-1}{2} \cdot 6,7416^2 \cdot 0,11658 \cdot \sin(7,826) = -0,3607 \text{ m/s}^2$$

Zde vidíme, že maximální hodnoty zrychlení dosahuje  $a_{r1}$  společně s  $a_{r3}$ .



Obr. 14 průběh zrychlení v závislosti na úhlu řetězového kola

#### Výpočet hmotnosti pohybujících se hmot

$$m_s = Q_b + (m_f \cdot i_f) + (m_{rv} \cdot x) \quad [4.3.6.]$$

$m_s$  - hmotnost pohybujících se hmot

$m_f$  - hmotnost řetězové smyčky

$i_f$  - počet řetězových smyček - 8

$Q_b$  - hmotnost palety a břemene 1025kg

$m_{rv}$  - hmotnost válečku - rotující části

$x$  - zvolený počet válečků = 8

$$m_s = 1025 + (0,605443 \cdot 8) + (7,442 \cdot 8) = 1089,4 \text{ kg}$$



### Výpočet dynamické síly v řetězu

$$F_{dř} = 3 \cdot a_r \cdot m_s \quad [4.3.7.]$$

$F_{dř}$  - dynamická síla v řetězu

$m_s$  - hmotnost pohybujících se hmot

$a_r$  - zrychlení řetězu - maximální -> rovno  $a_{r1}$

$$F_{dř} = 3 \cdot 0,3607 \cdot 1089,4 = 1178,84 \text{ N}$$

### Výpočet celkové tahové síly v řetězu

$$F_{řc} = \frac{M_{\max}}{\frac{D_r}{2}} + F_{dř} \quad [4.3.8.]$$

$F_{řc}$  - celková tahová síla v řetězu

$F_{dř}$  - dynamická síla v řetězu

$D_r$  - roztečný průměr řetězového kola válečku

$M_{\max}$  - maximální rozjezdový moment

$$F_{řc} = \frac{16,6}{\frac{0,11658}{2}} + 1178,84 = 284,79 + 1178,84 = 1463,62 \text{ N}$$

### Dovolená síla na tah v řetězu pro typ válečkového řetězu ISO 10-B1

$$F_{dovř} = 24525 \text{ N}$$

$F_{dovř}$  - dovolená síla v řetězu

### Kontrola řetězu na přetržení z dovolené síly na tah :

$$F_{dovř} \geq k_{ř} \cdot F_{řc} \quad [4.3.9.]$$

$F_{dovř}$  - dovolená síla v řetězu

$F_{řc}$  - celková tahová síla v řetězu

$k_{ř}$  - součinitel bezpečnosti řetězu (volím 7)

$$24525 \text{ N} \geq 7 \cdot 1467,06 \text{ N}$$

$$24525 \text{ N} > 10245,36 \text{ N}$$

Řetěz vyhověl na kontrolu proti přetržení.

Celkově bude řetěz namáhán ještě menší silou, protože elektromotor nebude na konci, ale mezi 2. a 3. válečkem od kraje (viz. Obr.12). Pohánět bude společně přes řetězovou smyčku oba tyto válečky (viz. Obr.9), takže namáhání řetězu na elektromotoru

bude menší o zatížení jednoho válečku. Řetězy budou napínány pomocí změny osové vzdálenosti válečků (Obr.6), při těchto krátkých smyčkách se dodatečné napínací kladky většinou nepoužívají. Řetěz bude mazán tuhým mazivem, při rychlostech pod 0,5 m/s by to nemělo nijak rapidně zvýšit jeho opotřebení.

## **5. Návrh otočného mechanismu**

V této kapitole bude následovat komplexní návrh otočného mechanismu s návazností na konstrukci zdvihu celé točny dopravníku. Bude brán zřetel na pevnostní kontrolu pomocí metody konečných prvků v programu Autodesk Inventor Simulation 2011, také na cenu celého mechanismu.

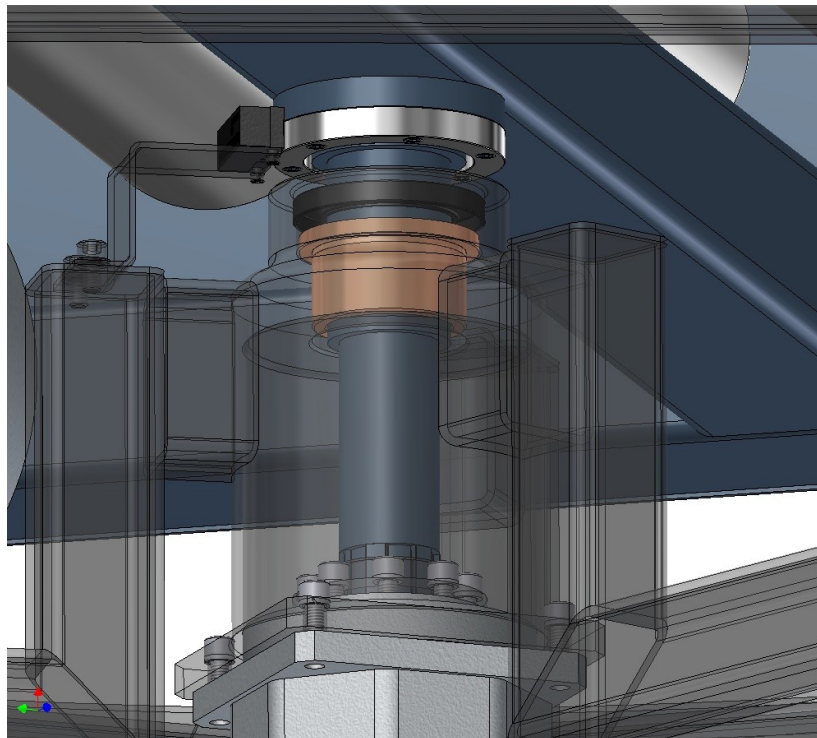
### **5.1. Konstrukční řešení**

Bude provedeno na základě výběru nejvýhodnější varianty do poměru celkové tuhosti a pevnosti systému a též ceny. Výběr konstrukce otočného mechanismu je spojen zároveň s návrhem zdvihacího zařízení, jsou komplexně spojeny, tudíž jen s obtížemi lze skloubit výhodné systémy u obou mechanismů do jedné konstrukce (např. 1 hydraulický válec a zároveň dobré zajištění stability otočného mechanismu při zdvihu 500 mm). Z hlediska tuhosti a pevnosti celého rámu, by bylo nejrychlejší zvolit velkoformátové ložisko o patřičném průměru, avšak jeho cena a hmotnost by zbytečně zatížily celou konstrukci.

Další eventualitou bylo vedení systému vodících drah pod úhlem, které by tak tvořily část šroubovice, avšak tento systém by nebylo možné snadno přizpůsobit pro variabilní provoz (např. zvětšení zdvihu, rozsah otáčení). Též řešení kinematických jevů by bylo značně obtížné. Z hlediska otáčení a zajištění stability po celé dráze je lepší, pokud se tak děje na větším průměru, ale tento průměr ovlivňuje zástavbu celé točny, proto bylo nutné nalézt kompromis mezi zajištěním stability, celkovou tuhostí a velikostí.

Návrh konstrukce uložení centrálního čepu a přenosu točivého momentu je vidět na obrázku níže (Obr.15). Celé uložení muselo umožnit posuv v ose čepu, kvůli deformacím od zatížení. Pokud by uložení zachytilo tyto axiální síly, nemusely by nosné kladičky spolehlivě dosedat na dráhu. Dole je vidět náboj spojený s elektromotorem, který pomocí drážkování přenáší točivý moment na čep, který je pevně spojen s horním otočným stolem. Je zde také umístěno gufero, které zamezí přístupu nečistot na kluzné ložisko. Servomotor

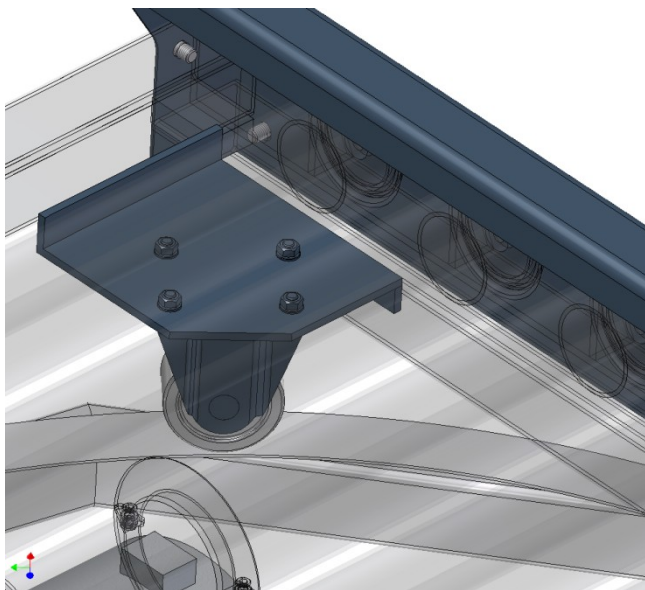
je uchycen pomocí šroubů na spodní svařovanou konstrukci, která je spojena s pojezdčí dráhou a úchytem hydraulických válců. Na horním okraji obrázku je bezkontaktní snímač úhlu natočení.



Obr. 15 Obrázek centrálního čepu

## 5.2. Výpočet pohonu otočného mechanismu

Zde bude proveden výpočet a návrh pohonu otočného mechanismu na základě statických a dynamických odporů.



Obr. 16 Konstrukce uchycení kladiček

### Návrh pojezdových kladiček

Budu volit pojezdové kladičky od firmy Blickle. Je uvažováno, že první pár kladiček musí snést odpovídající 45 % hmotnosti palety při najíždění a 50% hmotnosti točny, v dalším průběhu najíždění palety již se do nosnosti zapojí i zbylý pár kladiček. Do úvahy je nutné také zapojit z hlediska bezpečnosti, že zatížení se nemusí rozdělit rovnoměrně na všechny 4 kladičky, ale pouze na 3 kladičky, které budou muset unést celou hmotnost. Úhel natočení kladiček je možné nastavit díky větším dírám pro šrouby (Obr.16).

#### Požadovaná únosnost kladičky s naloženou paletou

$$K_K = \frac{Q_T + Q_b}{n_{kl}} \quad [ 5.2.1.]$$

$K_K$  - Požadovaná únosnost kladičky

$Q_T$  - hmotnost točny

$Q_b$  – hmotnost palety a břemene 1025kg

$n_{kl}$  - počet kladiček

$$K_K = \frac{305 + 1025}{3} = 443,4 \text{ kg}$$

#### Požadovaná únosnost kladičky při nájezdu palety

$$K_K = \frac{Q_T \cdot 0,5 + Q_b \cdot 0,45}{2} \quad [ 5.2.2.]$$

$K_K$  - Požadovaná únosnost kladičky

$Q_T$  - hmotnost točny

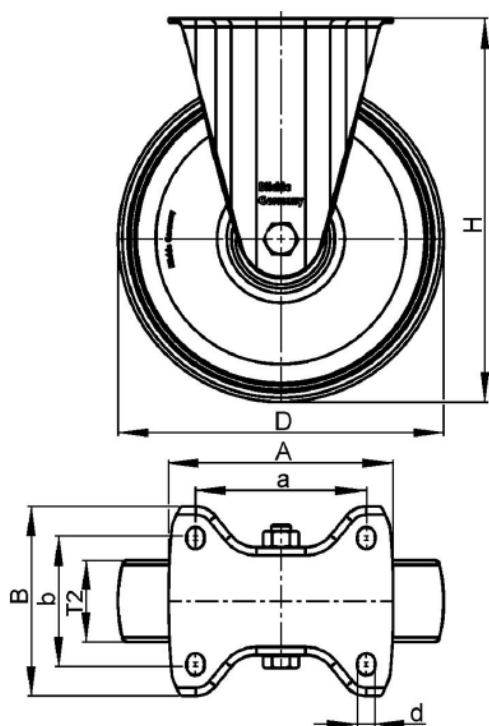
$n_{kl}$  - počet kladiček

$$K_K = \frac{305 \cdot 0,5 + 1025 \cdot 0,45}{2} = 306,875 \text{ kg}$$

#### Volba kladičky

Vzhledem k dynamickému průběhu zatěžování kladiček a možnému zvyšování odporů při jejich deformaci, volím pevnou kladičku BH-SVS 80K s nosností 700 kg. Také ji volím z důvodů nízké celkové výšky (pro nosnosti 500-700kg v dané kategorii nejnížší z nabídky), malého valivého odporu a malé šířky kola - z důvodů dodatečných odporů při velkém rozdílu obvodových rychlostí na kole kladičky.

Na obrázku vidíme základní technické údaje, nevýhoda použitého materiálu kolečka je vyšší hlučnost, ale má nízké hodnoty ramena valivého tření (ocel) a je odolné vůči oděru.



#### Technické údaje:

Ø kola (D)	80 mm
šířka kola (T2)	40 mm
nosnost	700 kg
celková výška (H)	120 mm
druh ložiska	kuli kové ložisko
velikost desky (A,B)	100 x 85 mm
vzdálenost děr na šrouby (a,b)	80 x 60 mm
Kusová hmotnost	1.84 kg
Ø děr na šrouby (d)	9 mm
Teplotní odolnost od	-25 °C
Teplotní odolnost do	125 °C
Tvrdost běhounu	190 - 230 HB

valivý odpor  
Hlasitost chodu  
šetrění pojízdné plochy  
Oděr



Obr. 17 Katalogové údaje o pojezdové kladičce BH-SVS 80K [17]

#### Výpočet momentu statických odporů

$$F_{to} = \frac{F_n \cdot \xi_o}{R_{kt}} \rightarrow F_{to} = \frac{\frac{(Q_T + Q_b) \cdot g \cdot \xi}{n_{kl}}}{R_{kt}} \quad [5.2.3.]$$

$F_{to}$  - síla od valivého tření na kladce

$F_n$  - normálová síla na kladce

$n_{kl}$  - počet kladiček

$\xi_o$  - rameno valivého odporu kladky vůči dráze

$Q_T$  - hmotnost točny

$Q_b$  - hmotnost palety a břemene 1025kg

$g$  - gravitační zrychlení 9,81 m/s<sup>2</sup>

$R_{kt}$  - poloměr pojezdových kladiček

$$F_{to} = \frac{\frac{(1025+305) \cdot 9,81}{4} \cdot 0,000055}{0,04} = 4,49 \text{ N}$$

$$M_{Tst} = F_{to} \cdot R_T \cdot n_{kl} \quad [5.2.4.]$$

$M_{Tst}$  - moment statického odporu od valivého tření kladiček točny

$F_{to}$  - síla od valivého tření na kladce

$R_T$  - roztečný poloměr dráhy pojezdových kladiček

$n_{kl}$  - počet kladiček

$$M_{Tst} = 4,49 \cdot 0,650 \cdot 4 = 11,7 \text{ Nm}$$

### Výpočet čepového tření

Čepové tření - při najíždění palety na točnu vznikne reakce ze zpomalení palety na dráze 945mm z rychlosti 0,3 m/s na 0m/s .

$$F_{dn} = Q_b \cdot a \quad [ 5.2.5.]$$

$F_{dn}$  - reakční síla z brzdění palety na točně

$Q_b$  - hmotnost palety a břemene 1025kg

$a$  - maximální dovolené zrychlení předmětu na trati

$$F_{dn} = 1025 \cdot 1,717 = 1759,93 \text{ N}$$

$$M_{T\check{c}} = F_{dn} \cdot R_{\check{c}T} \cdot \mu_{\check{c}t} \quad [ 5.2.6.]$$

$F_{dn}$  - reakční síla z brzdění palety na točně

$M_{T\check{c}}$  - moment od čepového tření

$R_{\check{c}T}$  - poloměr čepu točny

$\mu_{\check{c}t}$  - součinitel čepového tření [11]

$$M_{T\check{c}} = 431,525 \cdot 0,01 \cdot 0,025 = 0,44 \text{ Nm}$$

### Výpočet úhlového zrychlení točny

Z rovnoměrně zrychleného pohybu na kružnici platí

$$\varphi_T = 0,5 \cdot \varepsilon_T \cdot t_T^2 \quad [ 5.2.7.]$$

$\varphi_T$  - úhlová dráha při celém pohybu točny o 90°

$\varepsilon_T$  - úhlové zrychlení točny

$t_T$  - čas otočení o 90° (zvoleno 5s pro středně těžký náklad)

$$\frac{\pi}{2} = 0,5 \cdot \varepsilon_T \cdot 5_T^2$$

$$\varepsilon_T = \pi \cdot \frac{1}{5_T^2} = 0,126 \text{ s}^{-2}$$

### Moment od zrychlení rotujících částí točny válečkového dopravníku:

Tento výpočet zohlední setrvačnost hmot při zrychlení pohybu

$$M_{dT} = I_T \cdot \varepsilon_T \quad [5.2.8.]$$

$M_{dT}$  - Moment potřebný k urychlení točny s paletou

$I_T$  - moment setrvačnosti točny s paletou včetně spojovacího ústrojí (odměřeno z 3D modelu v programu Autodesk Inventor 2009)

$\varepsilon_T$  - úhlové zrychlení válečku

$$M_{dT} = 0,126 \cdot 183,6 = 23,13 \text{ Nm}$$

### Maximální rozběhový moment pohonu točny:

$$M_{\max T} = M_{Tst} + M_{T\check{c}} + M_{dT} \quad [5.2.9.]$$

$M_{\max T}$  - Maximální rozběhový moment pohonu točny

$M_{Tst}$  - moment statického odporu od valivého tření kladiček točny

$M_{T\check{c}}$  - moment od čepového tření

$M_{dT}$  - Moment potřebný k urychlení točny s paletou

$$M_{\max T} = 12,96 + 0,44 + 22,81 = 36,2 \text{ Nm}$$

### Volba pohonu

Pro přesné otáčení celého systému je nutné zvolit servomotor, který je schopen pohybovat celým otočným stolem s relativně malými úhlovými odchylkami. Pokud by tyto odchylky byly příliš velké, došlo by ke špatnému navedení palety na točnu a k rázům v celém systému. Pro důkladné zajištění vystředění palety na točně budou na válečcích vodící nákrůžky. Další problém vzniká s umístěním pohonu - je ideální minimalizovat jeho rozměry. Také primárně mají přednost servomotory s úhlovou převodovkou, které se dají umístit na rám pod stůl s válečky.

Volím servomotor s úhlovou převodovkou KS 403 0800 ED203U

n2	M2	S	Typ	nN	M2B	M2NOT	i	J1	$\Delta\varphi_2$	$\dot{\varphi}_P$	C2	G
[min <sup>-1</sup> ]	[Nm]			[min <sup>-1</sup> ]	[Nm]	[Nm]		[10 <sup>-4</sup> kgm <sup>2</sup> ]	[arcmin]	[10 <sup>-4</sup> arcmin/ °K]	[Nm/ arcmin]	[kg]
38	45	1,3	KS403_0800 ED203U	3000	90	140	80,00	0,18	6	54	8,5	9,2

Obr. 18 hodnoty z katalogu Stober [6]

### Řízení pohonu otočného mechanismu

Servomotor bude řízen frekvenčním měničem zvoleným i pro řízení pohonu válečků. Tento frekvenční měnič umožní zapojení a řízení obou elektromotorů. Výkon servomotoru je 0,18 kW a 1,1 kW má pohon válečků, tudíž nedojde k přetížení měniče, který je navržen pro výkony do 1,5 kW. Více informací na konci kapitoly 4.2. v sekci řízení pohonu válečků.

### 5.3. Kontrola drážkovaného hřídele

Spojení elektromotoru je realizováno drážkovaným nábojem, jenž přenáší točivý moment na čep stolu. V případě i malých deformací horního stolu točny se musí uložení posouvat. Tato příruba je s hřídelí spojena pomocí rovnobokého drážkování s uložením f7/H7, které je určeno právě pro volně uložený náboj na hřídeli.

#### Výpočet minimálního průměru hřídele [21]

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\max TM}}{\tau_D \cdot \pi}} \quad [5.3.1.]$$

$d_{\min}$  - minimální průměr hřídele

$M_{\max TM}$  - Rozběhový moment pohonu točny

$\tau_D$  - dovolené namáhání v krutu [21]

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 45000}{20 \cdot \pi}} = 22,55 \text{ mm}$$

#### Výpočet zatěžující síly [21]

$$F_{DH} = \frac{2 \cdot M_{\max TM}}{\frac{D_H + d_H}{2}} \quad [5.3.2.]$$

$F_{DH}$  - obvodová síla působící v drážkování

$D_H$  - velký průměr drážkování

$d_H$  - malý průměr drážkování

$M_{\max TM}$  - Rozběhový moment pohonu točny

$$F_{DH} = \frac{4 \cdot 45000}{32 + 28} = 3000 \text{ N}$$



### Výpočet skutečné plochy drážek [21]

Tento výpočet předpokládá, že na přenosu zatížení se podílí pouze 75% drážek z důvodů výrobních nepřesností a deformací drážek a hřídele.

$$f' = \frac{3}{4} \cdot z_D \cdot \left( \frac{D_H - d_H}{2} - 2 \cdot f_{ZD} \right) \quad [5.3.3.]$$

$f'$  - skutečná plocha drážek

$z_D$  - počet drážek

$D_H$  - velký průměr drážkování

$d_H$  - malý průměr drážkování

$f_{ZD}$  - sražení hran drážky

$$f' = \frac{3}{4} \cdot 6 \cdot \left( \frac{32 - 28}{2} - 2 \cdot 0,3 \right) = 6,3 \frac{\text{mm}^2}{\text{mm}}$$

$$l_{DH} = \frac{F_{DH}}{f' \cdot p_{DD}} \quad [5.3.4.]$$

$l_{DH}$  - délka drážkování hřídele

$F_{DH}$  - obvodová síla působící v drážkování

$f'$  - skutečná plocha drážek

$p_{DD}$  - tlak dovolený v drážkách (voleno pro netvrzené boky a provoz s rázy) [21]

$$l_{DH} = \frac{3000}{6,3 \cdot 60} = 7,94 \text{ mm}$$

Volím délku drážkování náboje 10 mm.

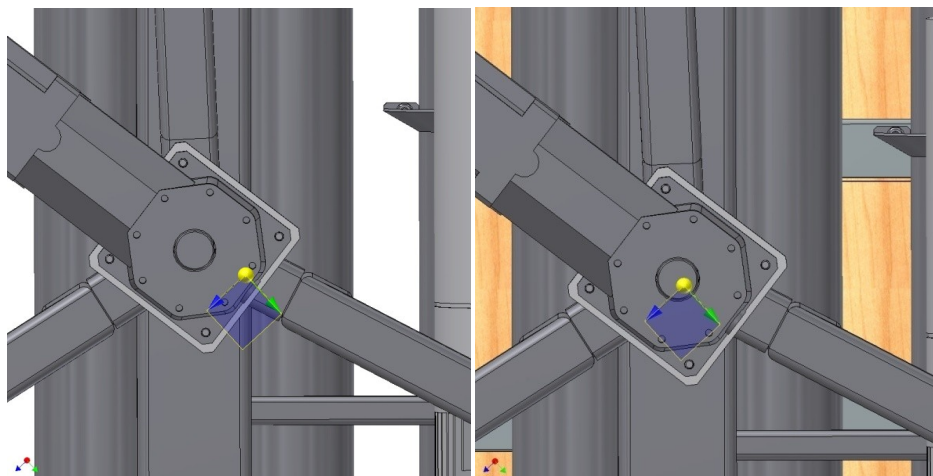
## 6. Návrh zdvihacího mechanismu

Při návrhu je důležité, aby navazující tratě nebyly níže než točna, poté by docházelo k přetěžování krajních válečků více jak 50% hmotnosti palety. Také dojde k nárazům na první váleček. Teoreticky by se dalo předpokládat, že paleta pod plným zatížením se deformuje a rozloží zatížení na následující válečky jak tratě, tak i točny, ale z důvodů bezpečnosti nelze na toto spoléhat. Při převýšení bude průhyb palety větší a také nedojde k nárazům při najíždění, ale při vyjíždění z točny. Opět dojde k přetížení krajních válečků tentokrát na navazující trati, proto je nutné zdvih točny optimálně navrhnout.

## 6.1. Návrh konstrukce zdvihací mechanismu

Konstrukce vyplývá s řešení celého otáčecího ústrojí a jeho pohonu, ke zdvihu bude využito 3 hydraulických válců. K tomuto řešení vedla jedna podmínka: bez dodatečného vedení horního otočného stolu by celý válec byl namáhán na ohyb při najíždění palety, a to je při zdvihu válce nepřipustné. Zvolená konstrukce tento stav minimalizuje. Dále je ve většině případů vyloučena rotace pístu. Aby nedošlo k jejich přičení, je nutno stejnoměrně rozložit zatížení na všechny válce. Toho docílíme návrhem konstrukce tak, aby těžiště bylo co nejbližší k ose konstrukce.

Při zdvihu se zvedá prázdná točna, tudíž hmoty vzdálené od osy mají větší vliv na těžiště a toto je více posunuté od osy (53 mm). Při plném zatížení je těžiště blíže k ose (7 mm). Kontrola těžiště je provedena v programu Autodesk Inventor 2009 a výsledné stavy jsou na obrázku (Obr.19), pro lepší orientaci je na nich vidět servomotor a jeho osa s průměrem 30 mm.



Obr. 19 Poloha těžiště prázdné a naložené točny

## 6.2. Návrh hydraulických válců

V této kapitole bude spočítaná zátěž připadající na jeden hydraulický válec. Hmotnost točny je ve skutečnosti menší, avšak je zde rezerva kvůli hmotnosti dodatečně instalovaných příslušenství (kabely, krytky, povrchová úprava).

$$K_V = \frac{Q_T + Q_b}{n_{HV}} \quad [6.2.1.]$$

$K_V$  - Požadovaná únosnost hydraulického válce

$Q_T$  - hmotnost točny

$Q_b$  - hmotnost palety a břemene 1025kg

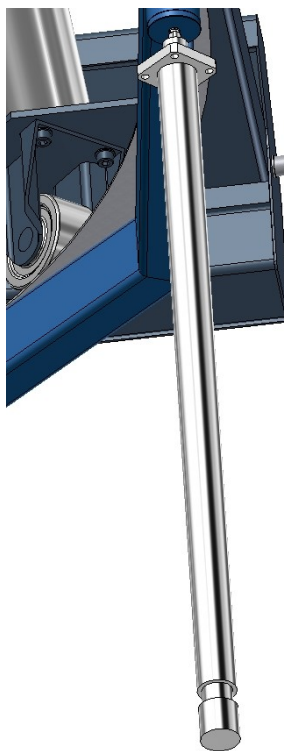
$n_{HV}$  - počet hydraulických válců

$$K_v = \frac{305 + 1025}{3} = 443,3 \text{ kg}$$

### Návrh hydraulických válců

Volím hydraulické válce Heb-Zyl Z100-103-20-10-550-209-S35-S41. Maximální pracovní tlak válců je zvolen 0,5 MPa, při tomto tlaku může tento typ válce být zatížen silou 15 kN při zdvihání a silou 11,8 kN při spouštění (viz. Příloha D). Pracovní médium je tlakový olej. Tolerance zdvihu je (dle katalogu [5] ) při zdvihu 550 mm ± 0,8 mm (odpovídá ISO 2768m).

Zároveň je maximální přípustný zdvih 1150mm. Zdvih je zvolen 550 mm kvůli možnosti vyloučení montážních a výrobních odchylek, kdy větším zdvihem zabezpečíme celý možný rozsah. [5]



Obr. 20 Hydraulický válec Z100 [5]

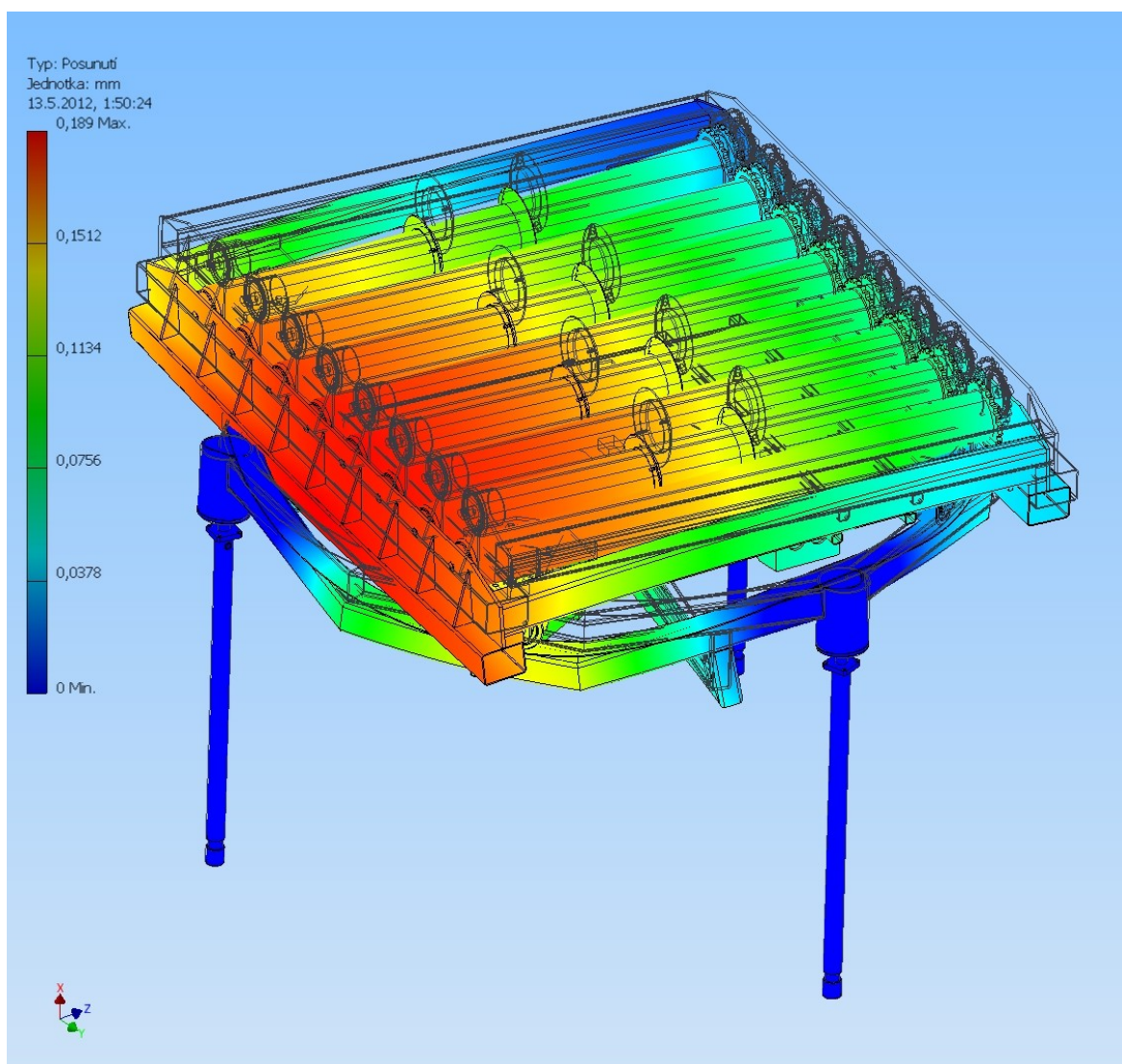
## 7. Pevnostní kontrola konstrukce

Pevností kontrola bude provedena v programu Autodesk Inventor Simulation 2011 metodou konečných prvků. Jako vstupní podmínky jsem zvolil pevné vazby na plochy montážních patek hydraulických válců. Dále jsem zavedl síly od vlastní hmotnosti točny, a hmotnosti břemene. Síť byla vygenerována automaticky, tak aby si ji program přizpůsobil na danou aplikaci.

Celkově se zpětně v některých uzlech musela točna přestavět. Vyztužení proběhlo v místech uchycení válečků a uchycení kladiček. Naopak hlavní nosník rámu byl odlehčen, a také nosné prvky pojezdové dráhy mohly být lehce modifikovány.

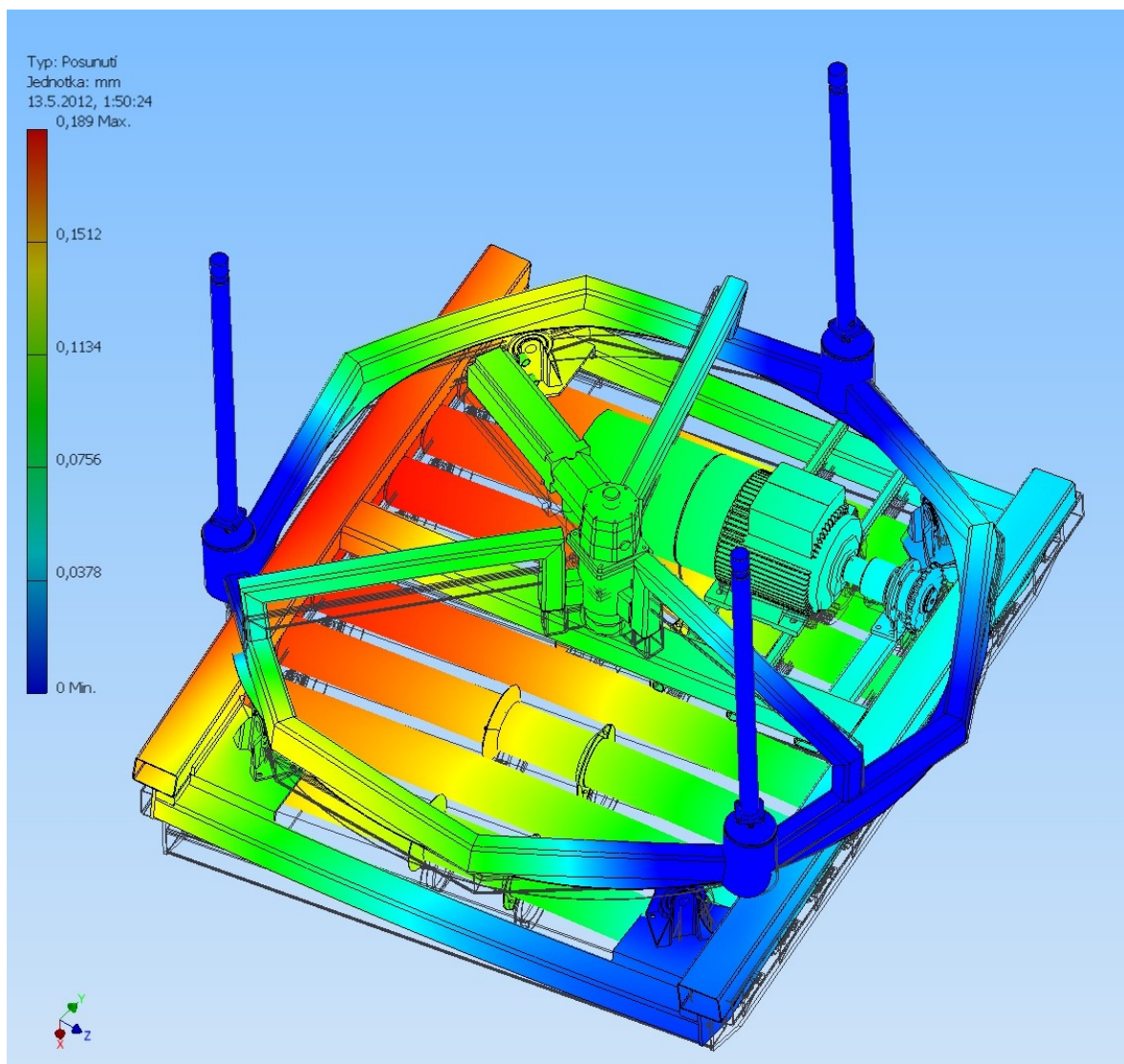
### Vyšetření průhybu

Při vyšetření průhybu byla celá konstrukce zatížena na 130% váhy břemene a na 100% váhy točny se zdvihem. Kvůli asymetrické konstrukci došlo k větším posuvům a napětím na straně, kde nejsou vzpěry pro elektromotor válečků. Celkově se však jedná na délce 651 mm o průhyb 0,189 mm, což je průhyb roven 0,03% délky.



Obr. 21 Pohled na točnu - horní část

Právě na spodní části dobře vidíme průhyby rámu, po kterém budou pojíždět kladičky, největší průhyb rámu byl 0,14 mm. Takže ke ztrátě kontaktu mezi dráhou a čtvrtou kladičkou by nemělo dojít, pokud se správně kladičky nainstalují a zkontroluje se jejich úhel natočení.

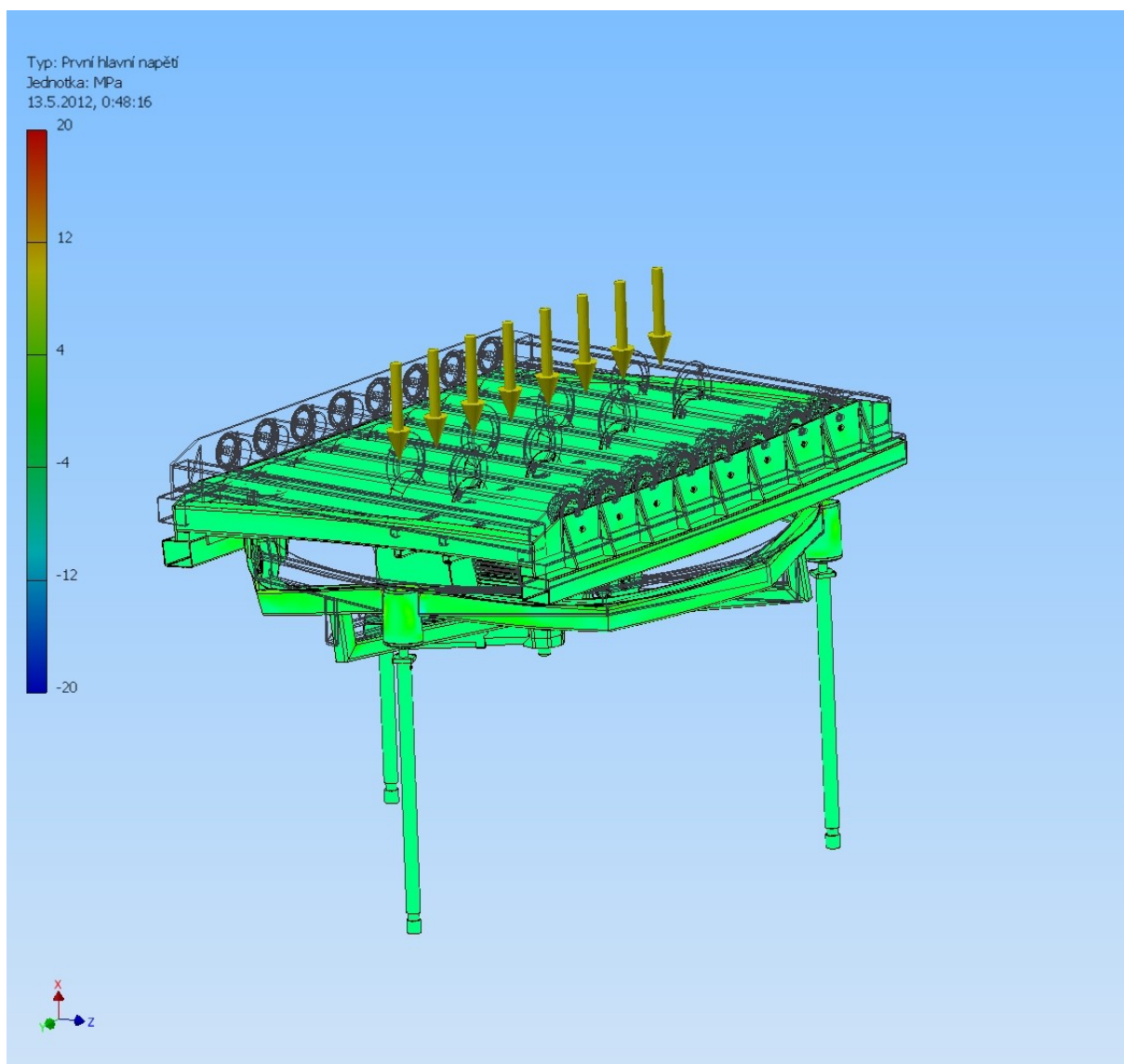


**Obr. 22 Pohled na točnu - spodní část**



## Vyšetření napětí

Napětí měla lokální špičky v oblasti svarů a úchytů k hydraulickým válcům. Průměrně se napětí pohybovalo mezi -5MPa až 6MPa, lokálně však 18-20 MPa. Vidíme, že konstrukce je velmi tuhá, což je dobře k zajištění rovnoměrného zatížení válečků, kladiček a hlavně hydraulických válců, u kterých by mohlo dojít k přičení pokud by konstrukce měla velké průhyby v prostřední části.

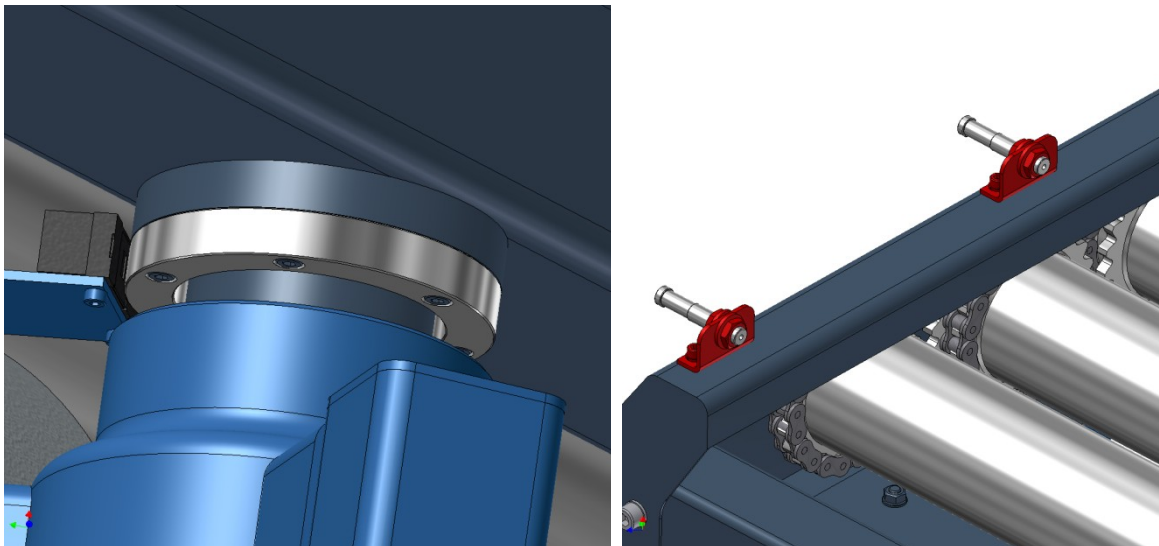


Obr. 23 Pohled na celou konstrukci

## 8. Příslušenství a bezpečnost provozu

### Čidla

Pro zjištění polohy palety na točně budou použity jednocestné laserové závory BOS 12M-XT-LS12-S4 od firmy Balluff [19]. Snímače i přijímače budou montovány na boční kryty s určenými roztečemi pro zajištění správné polohy palety.



Obr. 24 Snímač úhlu natočení a snímače polohy

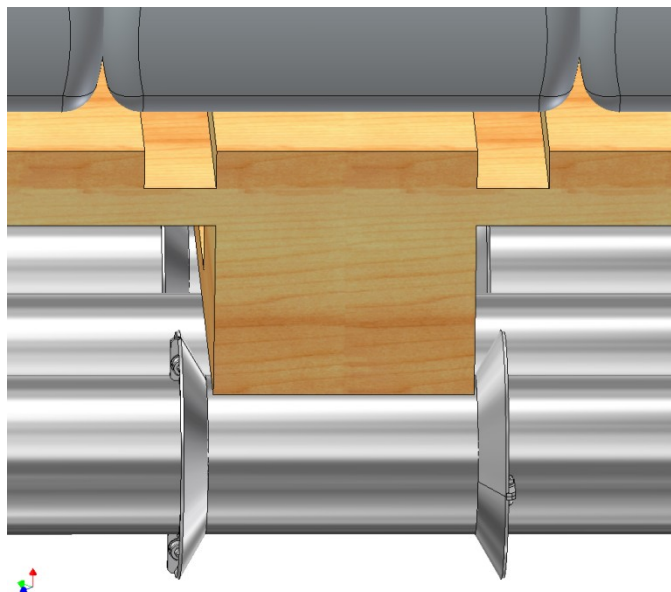
Snímač pro určení správného natočení bude umístěn na centrálním čepu, jedná se o snímač RESR (D-75 mm) firmy Renishaw [22]. Na obrázku (obr.24) můžeme vidět čidla polohy jako červené objekty na vrchu krytování a snímač natočení jako kroužek na hlavním čepu společně s černým bezkontaktním čidlem.

### Bezpečnost provozu

V provozu představuje největší riziko sjetí palety z točny. Tomuto bude zabráněno dvěma prvky, první je brzda elektromotoru, která sepne při výpadku elektrického proudu a v normálním provozu může pomoci s dobrzděním palety. Běžně by mělo dojít ke snižování rychlosti brzděním pomocí elektromotoru a to bude řízeno přes řídicí blok frekvenčního měniče. Zároveň zde bude nouzové "stop" tlačítko poblíž tohoto ovládacího panelu, které spustí vestavěnou brzdu elektromotoru. Brzdění a řízení brzdění při otáčení bude provedeno stejným způsobem, i zde má servomotor umístěnou nouzovou brzdu.

## Nákružky

Tyto nákrůžky jsou přichycené na váleček pomocí sevření dvou polovin kroužku šrouby. Umožňuje lepší vedení palety přesně v ose točny a tak dokáže zajistit rovnoměrné rozložení hmotnosti nákladu.



**Obr. 25 Centrovací nákrůžek**

## Pohyb točny

Pohyb točny je uveden v několika fázích , tyto jsou popsány pro jakoukoliv obecnou trať, proto by se řízení točny muselo přizpůsobit a pohyby naprogramovat na konkrétní rozměry tratě.

1. Zastaví se spodní trať, která dodává palety přes točnu.
2. Pomocí čidel proběhne kontrola, zda není žádná paleta na točně
3. Zastaví se pohon válečků
4. Točna se začne zvedat
5. Při zdvihu 180 mm se začne natáčet horní stůl o 90° (celkový čas otáčení s dobrzděním je 7,1s)
6. Při zdvihu, ve kterém by rohy točny mohly kolidovat s horní tratí, už musí být natáčení dokončeno (cca 400 mm)
7. Po dokončení zdvihu se zapojí horní trať, která přisune na točnu paletu, tento pohyb bude kontrolován polohovacími čidly na točně, a dojde k ubrzdění ( za čas 0,6 s z rychlosti



0,1 m/s na dráze 0,25 m - poslední dva válečky). Závisle na tomto ději musí být zastavena horní trať tak, aby nedošlo k nasouvání další palety.

8. Točna se spustí o 100-150 mm (záleží dle typu horní konstrukce)

9. Dojde k otočení o 90° a pokračuje se ve spouštění točny na hodnotu 180 mm

10. Dosednutí do spodní polohy

11. Vyjetí palety na trať

Tento postup má výhodu v tom, že se nemusejí instalovat takzvané pomocné válečky, a celkově se zabere méně místa pro otáčení palety (dochází k němu v nekolizním prostoru mezi dvěma převýšenými tratěmi)

## 9. Závěr

V práci byla navržena točna válečkového dopravníku se zdvihem. Na začátku práce je rešerše na dané téma, jsou zde zmíněny jednotlivé možné varianty konstrukcí. Byl proveden návrh válečků pro dané zatížení, spočítán a navržen pohon válečků, následně proběhla kontrola řetězů na dynamické namáhání. Následoval návrh otočného mechanismu i s pojížděcími kladkami a vhodným poháněcím ústrojím. Zdvih byl realizován pomocí hydraulických válců, montovaných k pevné neotočné dráze. Těžiště celé točny leží velmi blízko osy centrálního čepu právě kvůli provozu hydraulických válců. Také byl propočítán drážkovaný hřídel pro přenos kroutícího momentu servomotoru na čep horního stolu točny. Dále byla provedena pevnostní kontrola v programu Autodesk Inventor Simulation 2011. Požadavek na variabilní změnu rychlosti dopravníku je realizován přes frekvenční měnič.



Obr. 26 Render točny

Lehkými úpravami je možno docílit i vyššího zdvihu (jiné hydraulické válce o větším zdvihu). Pomocí moderního řízení pohonů je možné variabilně přizpůsobit rychlosti pro konkrétní tratě až do rychlosti 0,3 m/s. Otočný mechanismus je možné bez větších problémů přizpůsobit na provoz pro otáčení o 180°. Kdyby byly změněny požadavky na změnu výkonu a nosnosti, konstrukce je dostatečně tuhá i pro standardní europalety o nosnosti 1500 kg. Musely by se objednat válečky vyšší řady a zvolit pohon válečků odpovídající novým zatížením. Servomotor pro pohon točny by mohl zůstat stejný, akorát by se muselo počítat s větším časem pro otáčení, způsobeným menším zrychlením točny při rozjezdu.



**Obr. 27 Render točny - spodní pohled**

## **Poděkování**

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Robertu Brázdovi Ph.D., svému nevlastnímu otci Bronislavu Skybovi, doc. Ing. Leopoldu Hrabovskému, Ph.D. a Ing. Janu Nečasovi, Ph.D., za cenné rady, připomínky a pomoc v průběhu tvorby této práce. Také bych chtěl poděkovat svému otci Karlu Žalčíkovi a celé své rodině za podporu během studia.

## 10. Seznam použité literatury

- [1] POLÁK, J. BAILOTTI, K. PAVLISKA, J. HRABOVSKÝ, L. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003, 109 s. ISBN 80-248-0493-X.
- [2] PETRUŽELKA, J. *Ročníkový projekt. Jak psát bakalářskou práci* [online]. Ostrava: VŠB-TUO, FS, poslední aktualizace 21. 10. 2006 [cit. 2012-05-12]. Dostupný z [www: <URL:http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/Texty/Jak%20psat.pdf>](http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/Texty/Jak%20psat.pdf).
- [3] MALÍK, V. *Válečkové tratě v teorii a praxi..* 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1963, 275s.
- [4] KALÁB, K. *Návrh a výpočet řetězového převodu* [online]. vyd. Ostrava : VŠB-TUO, FS, 2008, 16s. [cit. 2012-05-12]. Dostupný z [www: <URL: http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-retez.pdf >](http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-retez.pdf).
- [5] *HEB Hydraulik-Elementebau GmbH* [online]. [cit. 2012-05-12]. Dostupný z WWW: <URL: <http://www.heb-zyl.com/fileadmin/heb/pdf/standard/heb-z100.pdf>>
- [6] *REM-technik s.r.o.* [online]. [cit. 2012-05-12]. Dostupný z WWW: <URL: <http://www.rem-technik.cz/files/files/212/stoeber-ks-se-servomotorem-katalog-en-de.pdf>>
- [7] *T.E.A. TECHNIK s.r.o.* [online]. 2007 [cit. 2012-05-12]. Dostupný z WWW: <URL: [http://www.teatechnik.cz/download.php?file=doc/GF\\_1.pdf](http://www.teatechnik.cz/download.php?file=doc/GF_1.pdf)>
- [8] *KVELB s.r.o.* [online]. 2009 [cit. 2012-05-12]. Dostupný z WWW: <URL: <http://www.elektromotory.cz/public/data/documentation/1LA7%20katalog%20CZ%20K02-0811%202008.pdf>>
- [9] *Interroll Holding AG* [online]. [cit. 2012-05-12]. Dostupný z WWW: <URL: [http://www.interroll.com/en/products/drum\\_motors/asynchronous\\_motors/](http://www.interroll.com/en/products/drum_motors/asynchronous_motors/)>
- [10] BUREŠ, J. *conVERTER* [online]. 2002 [cit. 2012-05-12]. Dostupný z WWW: <URL:<http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>>
- [11] *Strojírenství pro střední školy* [online]. [cit. 2012-05-12]. Dostupný z WWW: <URL: <http://strojirenstvi-ucivo.blogspot.com/2011/04/23315-materialy-kluznych-lozisek.html>>
- [12] *ROLLCONTECH s.r.o.* [online]. 2010 [cit. 2012-05-12]. Dostupný z WWW: <URL: <http://www.rollcontech.cz/80-pohanene.html>>

- [13] *Automation Supplies Ltd* [online]. [cit. 2012-05-12]. Dostupný z WWW: <URL: <http://www.roller-conveyors-systems.co.uk/Chain-Driven.html>>
- [14] *Cisco-Eagle* [online]. 2012 [cit. 2012-05-12]. Dostupný z WWW: <URL: <http://www.cisco-eagle.com/catalog/c-3311-power-roller-conveyor-turntable.aspx>>
- [15] *EdmoLift AB* [online]. 2012 [cit. 2012-05-12]. Dostupný z WWW: <URL: [http://www.edmolift.com/en-GB/scissor\\_lift\\_table/lift\\_table\\_accessorie/do.aspx#.T66\\_RZKHPWQ](http://www.edmolift.com/en-GB/scissor_lift_table/lift_table_accessorie/do.aspx#.T66_RZKHPWQ)>
- [16] *TECNO RULLI srl* [online]. [cit. 2012-05-12]. Dostupný z WWW: <URL: [http://www.conveyorbeltrollerstecnorulli.com/polopoly\\_fs/7.2335087.1319540502!/1-3-ITA\\_GB.pdf](http://www.conveyorbeltrollerstecnorulli.com/polopoly_fs/7.2335087.1319540502!/1-3-ITA_GB.pdf)>
- [17] *Blickle, a.s.* [online]. [cit. 2012-05-12]. Dostupný z WWW: <URL: <http://www.blickle.cz/28/produkte/BH-SVS-80K.html>>
- [18] *Elprim-tech s.r.o.* [online]. [cit. 2012-05-13]. Dostupný z WWW: <URL: <http://www.elprim.cz/katalogy/retezy.pdf>>
- [19] *Balluff CZ s.r.o.* [online]. 2011 [cit. 2012-05-15]. Dostupný z WWW: <URL: [http://www.balluff.cz/download/katalogy/haupt09/KT\\_Objekterkennung\\_Kap211\\_CZ.pdf](http://www.balluff.cz/download/katalogy/haupt09/KT_Objekterkennung_Kap211_CZ.pdf)>
- [20] BUREŠ, J. *conVERTER* [online]. 2002 [cit. 2012-05-15]. Dostupný z WWW: <URL: <http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm>>
- [21] KALÁB, K. *Návrh a výpočet spojů pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj* [online]. vyd. Ostrava : VŠB-TUO, FS, 2011, 31s. [cit. 2012-05-1]. Dostupný z www: <URL: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-spojehridelnaboj.pdf>>.
- [22] *Renishaw s.r.o.* [online]. [cit. 2012-05-16]. Dostupný z WWW: <URL: [http://resources.renishaw.com/download/\(7c14706839e54dff99cdcc768c93aada\)?lang=en&inline=true](http://resources.renishaw.com/download/(7c14706839e54dff99cdcc768c93aada)?lang=en&inline=true)>
- [23] *KVELB s.r.o.* [online]. 2009 [cit. 2012-05-16]. Dostupný z WWW: <URL: <http://www.elektromotory.cz/produkty/frekvencni-menice/rada-sinamics>>

## **11. Seznam příloh**

Příloha A	Katalog válečků - tabulka rozměrů
Příloha B	Katalog válečků - tabulka nosností vzorového válečku
Příloha C	Katalog válečků - tabulka koeficientu pro výpočet dynamické nosnosti
Příloha D	Katalog hydraulických válců HEB
Příloha E	Výkresová dokumentace - výkres hlavní sestavy

# Priloha A

Tabella 111																	Table 111			
RULLI GRAFFATI MOTORIZZATI CON DUE CORONE CLAMPED MOTOR-DRIVEN ROLLERS WITH TWO SPROCKETS																				
tipo type	D	L	E3	D max.	Pignone pinion				rullo base basic roller								peso totale rullo kg total roller weight kg		peso parti rotanti kg weight of rotary parts kg	
					p"	Z	Dp	I min.	tipo type	d	da	Ch	a	b	M	E	T = 200	oltre, al cm plus per cm	T = 200	oltre, al cm plus per cm
10.1.12.1.2	30	T+10	T+26	57,08	3/8"	16	48,82	61,90	10.1.0.2	10	10	8	8	5	6	T+26	0,490	0,016	0,326	0,010
10.1.12.1.3	32			10.1.0.3	0,502	0,017	0,338	0,011												
10.1.12.3.7	48			10.1.0.7	0,824	0,023	0,645	0,017												
10.1.12.3.8	50			10.1.0.8	0,839	0,024	0,662	0,017												
11.1.12.3.7	48	T+6	T+26	80,91	1/2"	17	69,11	88,90	11.1.0.7	ES11	ES 11	Asse Shaft A5	10	3	T+26	0,870	0,025	0,653	0,017	
11.1.12.3.8	50			11.1.0.8		0,886	0,026	0,668	0,017											
11.1.12.4.9	60			92,99		11.1.0.9	1,027	0,029	0,809							0,021				
12.1.12.3.7	48	T+10	T+26	80,91	1/2"	17	69,11	88,90	12.1.0.7	12	12	10	8	5	8	T+26	0,872	0,026	0,640	0,017
12.1.12.3.8	50			12.1.0.8		0,887	0,026	0,656	0,017											
12.1.12.4.9	60			92,99		12.1.0.9	1,031	0,030	0,797								0,021			
12.1.12.6.10	76			116,19	5/8"	20	101,49	119,06	12.1.0.10								1,581	0,045	1,351	0,036
13.0.12.4.9	60	T+8	T+26	92,99	1/2"	20	81,19	101,60	13.0.9	15-20	12-17		9	4	8-10	T+26	1,357	0,042	1,029	0,028
13.1.12.4.9	60			13.1.0.9		20	17	1,650	0,056	1,257							0,042			
13.0.12.6.10	76			13.0.10		15-20	15	12-17	1,766	0,050							1,439	0,036		
13.1.12.6.10	76			116,19	5/8"	20	101,49	119,06	13.1.0.10	20	17	2,105	0,067	1,737	0,054					
13.1.12.7.11	89			131,28		23	116,58	134,92	13.1.0.11			2,443	0,077	2,070	0,063					

Su richiesta del Cliente o per motivi tecnici si esaminano altre tipologie di corone e di rulli base - Other type of sprockets and basic rollers may be made on Client request or for technical reasons.

RULLI MONOBLOCCO MOTORIZZATI CON DUE CORONE ENBLOC MOTOR-DRIVEN ROLLERS WITH TWO SPROCKETS																	Table 112			
tipo type	D	L	E3	D max.	Pignone pinion				rullo base basic roller								peso totale rullo kg total roller weight kg		peso parti rotanti kg weight of rotary parts kg	
					p"	Z	Dp	I min.	tipo type	d	da	Ch	a	b	M	E	T = 200	oltre, al cm plus per cm	T = 200	oltre, al cm plus per cm
14.12.4.9	60	T+15	T+33	92,99	1/2"	20	81,19	101,60	14.0.9	20	15	17	9	4	8	T+33	1,398	0,042	1,016	0,028
14.12.6.10	76			116,19	5/8"	20	101,49	119,06	14.0.10								1,783	0,050	1,408	0,036
14.12.7.11	89			131,28		23	116,58	134,92	14.0.11								2,070	0,056	1,693	0,042
15.12.2.5	38	T+15	T+33	60,09	3/8"	17	51,83	61,90	15.0.5	20	15	17	9	4	8	T+33	1,039	0,039	0,663	0,025
15.12.3.7	48			80,91	1/2"	17	69,11	88,90	15.0.7								1,472	0,047	1,098	0,033
15.12.4.9	60			92,99		20	81,19	101,60	15.0.9								1,720	0,056	1,344	0,042
15.12.6.10	76			116,19	5/8"	20	101,49	119,06	15.0.10								2,215	0,067	1,837	0,054
15.12.7.11	89			131,28		23	116,58	134,92	15.0.11								2,581	0,077	2,205	0,063
20.12.5.9	60	T+15	T+33	96,07	5/8"	16	81,37	103,18	20.0.9	20	20	14-17	9	4	10	T+33	2,215	0,066	1,581	0,042
20.12.6.10	76			116,19		20	101,49	119,06	20.0.10								2,653	0,078	2,019	0,054
20.12.7.11	89			131,28		23	116,58	134,92	20.0.11								3,037	0,088	2,402	0,063
20.12.8.12	102			143,92	3/4"	21	127,82	152,40	20.0.12								3,451	0,097	2,818	0,073
25.12.8.11	89	T+15	T+33	143,92	3/4"	21	127,82	152,40	25.0.11	25	25	17-18	12	4	12	T+39	4,054	0,102	3,060	0,063
30.12.8.11	89	T+15	T+33	143,92	3/4"	21	127,82	152,40	30.0.11	30	30	22	12	4	14	T+39	4,488	0,119	3,052	0,063

Su richiesta del Cliente o per motivi tecnici si esaminano altre tipologie di corone e di rulli base - Other type of sprockets and basic rollers may be made on Client request or for technical reasons.

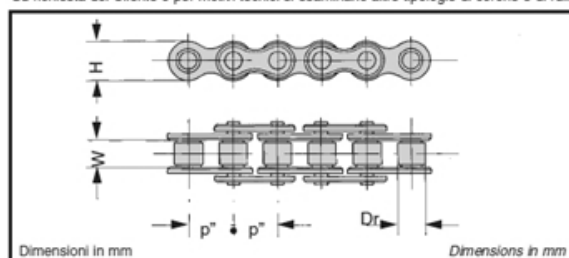
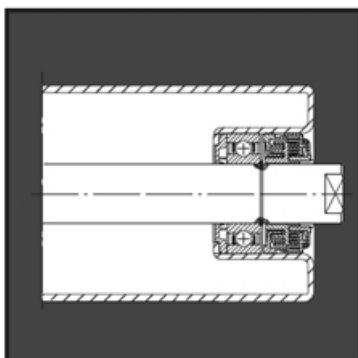


Tabella 113		CATENA A RULLI					ROLLER CHAIN		Table 113		
Passo p" pitch p"		rif. ISO ref. ISO	Dr	W	H	carico medio di rottura Tr kg average of the max. stress Tr kg					
inch	mm										
3/8"	9,525	06 B-1	6,35	5,72	8,26	1000					
1/2"	12,700	08 B-1	8,51	7,75	11,80	1950					
5/8"	15,875	10 B-1	10,16	9,65	14,70	2500					
3/4"	19,050	12 B-1	12,07	11,68	16,10	3000					



## Příloha B

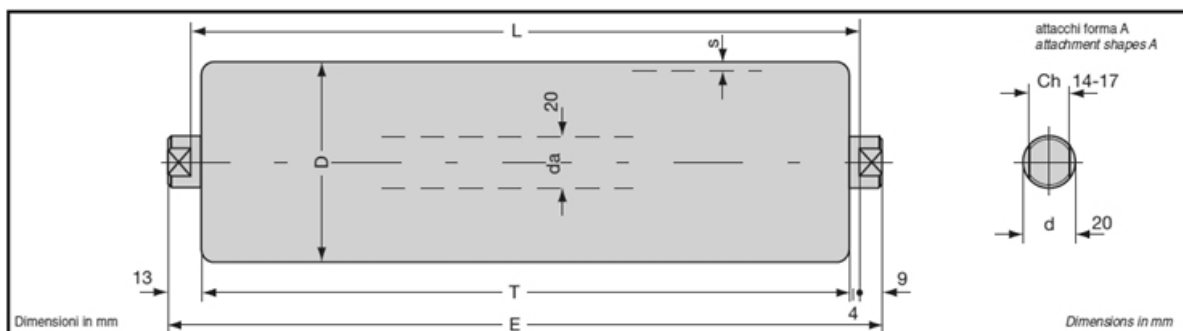


### RULLI FOLLI MONOBLOCCO

Rulli d'acciaio montati su cuscinetti radiali rigidi a sfere tipo 6204 prelubrificati e protetti con guarnizioni a triplo labirinto, precamera con riserva di lubrificante e speciali anelli di tenuta a labbro. Il mantello è composto da tubo a forte spessore e testate porta cuscinetti uniti per saldatura. Essi sono impiegati nei trasportatori con carichi e velocità elevati, in cattive condizioni ambientali. Altre forme di fissaggio e finitura vedere pagg. 41 e 12-17.

### ENBLOC IDLERS

Steel rollers mounted on pre-greased and protected rigid radial ball bearings type 6204 with triple labyrinth seals, reserve lubricant preresevoir and special lip seal rings. The roller shell consists of heavily-gauged tube and bearing-holder heads welded together. These are employed in conveyors with heavy loads and high speeds in severe environmental conditions. For other fastening methods and finishes refer to pages 41 and 12-17.



RULLI BASE SERIE 20.0 BASIC SERIES 20.0												
Tipo type	D	s	T	E	cuscinetto bearing	L		peso totale rullo kg total roller weight kg		peso parti rotanti kg weight of rotary parts kg		carico max. Cs load max. Cs n = 10 [t/min]
						min.	max.	L=200	oltre, al cm plus per cm	L=200	oltre, al cm plus per cm	
20.0.9	60	3	L-8	L+18	6204	90	3000	1,904	0,0669	1,290	0,0422	daN 580
20.0.25	63,5							1,954	0,0695	1,340	0,0448	
20.0.10	76							2,194	0,0787	1,580	0,0540	
20.0.11	89							2,462	0,0883	1,848	0,0636	
20.0.12	102							2,715	0,0979	2,101	0,0732	
20.0.13	108	3,5						3,064	0,1149	2,450	0,0902	
20.0.16	133	4						4,005	0,1520	3,390	0,1273	

Cd carico dinamico dei rulli in funzione della velocità del trasportatore roller dynamic loads according to conveyor speed									
v = m/s velocità del trasportatore conveyor speed									
v	0,10	0,15	0,20	0,25	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50
D	Cd = daN ≈ kgf								
60	446	383	349	322	270	223	207	191	181
63,5	452	389	354	325	273	225	209	193	182
76	472	423	374	350	276	241	219	208	190
89	507	444	402	368	291	254	231	214	206
102	534	460	424	387	305	266	242	224	211
108	544	467	432	397	311	271	246	228	215
133	577	552	458	430	334	291	264	245	230

Tabella 75													Tabella 75
Kr coefficiente di riduzione del carico Cd, Cs in funzione della lunghezza dei rulli de-rating coefficient of load Cd, Cs according to roller length													
Lunghezza length	L=mm	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600
Kr		1	0.967	0.897	0.824	0.757	0.675	0.622	0.573	0.513	0.432	0.356	0.270

## Příloha C

### **Kh** Coefficiente di riduzione del carico dinamico **Cd** in funzione della durata di funzionamento

Le Tabelle dei carichi dinamici **Cd** [daN=kgf] riportate alle pagine dei rulli-base sono redatte per la durata teorica di funzionamento **Lh=10.000** [h] del rullo, cioè con **Kh=1** [-]. Maggiore è la durata teorica di funzionamento **Lh** [h] richiesta, minore è la capacità di carico **Cr** [daN=kgf]. La Tabella 94 riporta i coefficienti di correzione **Kh** [-] per diverse durate di funzionamento **Lh** [h] del rullo.

### **Kh** Coefficient for reduction of dynamic load **Cd** on the basis of the desired duration of the roller

Dynamic load **Cd** [daN=kgf] tables for basic-rollers are based on **Lh = 10,000** hours, i.e. where **Kh = 1** [-].

The greater the desired duration **Lh** [h] the lower the effective load capacity **Cr** [daN=kgf].

Table 94 shows the **Kh** [-] coefficients for different durations **Lh** [h].

Tabella 94		<b>COEFFICIENTE DI CORREZIONE DEL CARICO <math>C_d</math> IN FUNZIONE DELLA DURATA DI FUNZIONAMENTO <math>L_h</math> DEI RULLI</b>					Table 94
<b>Kh</b>	<b>CORRECTION COEFFICIENT FOR LOAD <math>C_d</math> ACCORDING TO ROLLER WORKING LIFE <math>L_h</math></b>						
		<b>Lh = h durata teorica di funzionamento del rullo</b>			<b>theoretical roller working life</b>		
	10.000	20.000	25.000	30.000	40.000	50.000	
		<b>Kh</b>					
	1.000	0,790	0,742	0,695	0,629	0,580	

## Příloha D

<b>Kolben - Ø mm •</b>	16	20	25	32	40	50	55	63	70	80	90	100
Piston - Ø mm • <i>Piston - Ø mm</i>												
<b>Kolbenstangen - Ø mm •</b>	8	10	12	16	20	25	25	32	32	40	40	50
Piston rod - Ø mm • <i>Tige de piston - Ø mm</i>												
<b>Kolbenfläche stoßend - cm² • Piston area (extending) - cm² • surface de piston poussante - cm²</b>	2,01	3,14	4,91	8,04	12,56	19,63	23,75	31,16	38,47	50,24	63,59	78,50
<b>Kolbenfläche ziehend cm² • Piston area (retracting) - cm² • surface de piston tirante - cm²</b>	1,51	2,36	3,78	6,03	9,42	14,72	18,84	23,12	30,43	37,68	51,03	58,88
<b>Kolbenkraft stoßend - daN • Piston force - extending - daN • Force de piston poussante - daN</b>												
5 bar	10	15	24	40	62	98	118	155	192	251	317	392
8 bar	16	25	39	64	100	157	190	249	307	401	508	628
12 bar	24	37	58	96	150	235	285	373	461	602	763	942
20 bar	40	62	98	160	251	392	475	623	769	1000	1270	1570
25 bar	50	78	122	201	314	490	593	779	961	1250	1580	1960
40 bar	80	125	196	321	502	785	950	1240	1530	2000	2540	3140
63 bar	126	197	309	506	791	1230	1490	1960	2420	3160	4000	4940
80 bar	160	251	392	643	1000	1570	1900	2490	3070	4010	5080	6280
100 bar	201	314	491	804	1250	1960	2375	3110	3840	5020	6350	7850
<b>Kolbenkraft ziehend - daN • Piston force - retracting - daN • Force de piston tirante - daN</b>												
5 bar	7,5	11,8	18,5	30	47	73	94	115	152	188	255	294
8 bar	12	18,8	30	48	75	117	150	184	243	301	408	471
12 bar	18	28	45	72	113	176	226	277	365	452	612	706
20 bar	30	47	75	120	188	294	376	462	608	753	1020	1170
25 bar	37	59	94	150	235	368	471	578	760	942	1270	1470
40 bar	60	94	151	241	376	588	753	924	1210	1500	2040	2350
63 bar	95	148	238	379	593	927	1180	1450	1910	2370	3210	3700
80 bar	120	188	302	482	753	1170	1500	1840	2430	3010	4080	4710
100 bar	151	236	378	603	942	1470	1880	2310	3040	3760	5100	5880
<b>Max. Hublängen - mm - wegen Knickbelastung der Kolbenstangen - Sicherheit 5-Fach, Belastungsfall II nach EULER - für die Befestigungsarten Ident.Nr.: 100, 101, 102, 103, 104, 105, 106, 107, 112, 113, 114.</b>												
Max.stroke lengths (mm), due to buckling of piston rod - factor of safety = 5, case II EULER loading (2 hinged joints) - for mounting codes 100, 101, 102, 103, 104, 105, 106, 107, 112, 113, 114.												
<b>Courses maximales - mm à cause de la charge de flambage des tiges du piston - niveau de sécurité 5 - cas d'EULER II - pour les modes de fixation - no d'ident. 100, 101, 102, 103, 104, 105, 106, 107, 112, 113, 114.</b>												
5 bar	920	1150	1320	1830	2290	2870	2600	3730	3360	4590	4080	5740
8 bar	730	910	1040	1450	1810	2270	2060	2950	2660	3630	3230	4530
12 bar	590	740	850	1180	1480	1850	1680	2400	2170	2960	2640	3710
20 bar	460	570	660	910	1140	1430	1300	1870	1680	2300	2040	2870
25 bar	410	510	590	820	1020	1280	1170	1670	1500	2050	1830	2570
32 bar	360	450	520	730	910	1130	1030	1470	1330	1820	1610	2270
40 bar	320	410	460	650	810	1010	920	1320	1190	1620	1440	2030
50 bar	290	360	420	580	730	910	830	1180	1060	1450	1290	1820
63 bar	260	320	370	520	650	810	740	1050	950	1290	1150	1620
80 bar	230	280	330	460	570	720	650	930	840	1150	1020	1440
100 bar	200	250	300	410	510	640	580	830	750	1030	910	1280